

VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ

Zařízení pro recyklaci vyřazených elektromotorů

Equipment for Electric Motors
Recycling

Student:

Bc. Radek Gelnar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Gelnar**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Zařízení pro recyklaci vyřazených elektromotorů**
Equipment for Electric Motors Recycling
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh zařízení pro recyklaci statorových vinutí vyřazených elektromotorů jako kovového odpadu. Zařízení bude sestávat z dělicího zařízení a separátoru měděného statorového vinutí.

Výchozí parametry:

Maximální vnější průměr statorového vinutí	250 mm
Maximální hmotnost statorového vinutí	cca30 kg

Proved'te:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení zařízení pro recyklaci statorových vinutí,
- detailní konstrukční zpracování řešení dělicího zařízení a separátoru měděného statorového vinutí včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] KSANDR J., JOHN M. : *Zpracování ocelového amortizačního šrotu* , SNTL Praha 1983
- [4] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [5] LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [8] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité příklady a literaturu.

V Ostravě16.5.2016.....

.....*Gejmar Dadek*.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :16.5.2016.....

Jméno a příjmení: Radek Gelnar

..........
podpis

Adresa trvalého pobytu: Hlavní 127, Ostrava-Olbramice

742 83

Česká Republika

Poděkování

Rád bych touto cestou chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za pečlivé vedení, poskytnutí odborných rad, ochotu a vstřícný přístup během vypracovávání práce, které mi hodně pomohly k dokončení této práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Gelnar, R. *Zařízení pro recyklaci vyřazených elektromotorů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 74 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

V předložené diplomové práci se zabývám zařízením pro recyklaci vyřazených elektromotorů. Toto zařízení sestává z dělicího mechanismu a separátoru měděného vinutí. Maximální vnější průměr statorového měděného vinutí, se kterým bude zařízení pracovat, bude 250 mm. V úvodu práce předkládám současný stav recyklace u nás a ve světě včetně zařízení, která jsou zhotovena. Po zpracování požadavkového listu a morfologické matice jsem vybral optimální variantu zařízení pro recyklaci. V poslední části práce se zabývám výpočty a návrhem 3D modelu tohoto zařízení.

Klíčová slova:

Recyklace kovového odpadu, elektroodpad, elektromotor, separátor, statorové vinutí

ANNOTATION OF MASTER THESIS

GELNAR, R. *Equipment for Electric Motors Recycling: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Manufacturing machinery and design. 2016, 74 p. Thesis head: Kovář, L.

I am concerned with the device for recycling of discharged electric motors in this propounded dissertation. This device consist of the dividing mechanism and copper coiling separator. The maximum outside diameter of the stator copper coiling, which will work, it will be 250 mm. Contemporary situation of recycling (or recovery) in our country so as in the world including devices for recovery – that's the first part of dissertation. After adaptation of list conditions and morfologic matrix I had selected the best variant of device. The calculations and 3D model proposal of device are in the final part of dissertation.

Key words

Recyclation of metal waste, electro-waste, electric motor, separator, stator coiling

Obsah

Seznam použitých znaků	10
1. Úvod	13
2. Rešerše	14
2.1 Proč recyklovat elektroodpad?	14
Výhody ekologické recyklace elektroodpadu:	14
2.2 Zařízení pro recyklaci elektromotorů	15
2.2.1 Drtičové zařízení pro recyklaci elektromotorů.....	15
2.2.2 Dělicí zařízení pro recyklaci elektromotorů.....	17
3. Návrh postupu při konstruování	23
3.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků	23
3.2 Stanovení funkční struktury	25
3.3 Stanovení hrubé stavební struktury	27
3.4 Stanovení úplné stavební struktury	30
3.5 Detailní zobrazení úplné stavební struktury.....	31
4. Výpočtová zpráva.....	37
4.1 Výpočty hydraulických komponentů.....	37
4.1.1 Volba hydraulického válce pro půlení statoru	37
4.1.2 Volba hydraulického válce pro výsuvné destičky	41
4.1.3 Návrh hydraulické jednotky	42
4.1.4 Návrh hydraulického motoru pro pohon čelisti.....	43
4.2 Schéma hydraulického obvodu	44

4.3	Návrh a výpočet ozubeného soukolí.....	45
4.4	Výpočet rychlosti posuvu čelisti	49
4.5	Návrh spojovacích součástí na zařízení půlících statorová vinutí.....	50
4.5.1	Návrh velikosti šroubu k uchycení vodící tyče a poklopu:.....	50
4.5.2	Návrh velikosti šroubu k uchycení hydraulického válce s poklopem	55
4.5.3	MKP analýza zařízení pro půlení statorových vinutí	59
5.	Závěr	63
6.	Seznam použité literatury a internetových zdrojů.....	64
7.	Seznam tabulek	65
8.	Seznam obrázků	66
9.	Seznam příloh	68

Seznam použitých znaků

D_p	Velký průměr pístu	[mm]
F	Zatěžující síla	[N]
F_n	Kolmá tlaková síla	[N]
F_t	Třecí síla	[N]
F_p	Provozní tlak	[N]
F_{p1}	Provozní tlak na jeden šroub	[N]
M_z	Krouticí moment	[Nm]
P_w	Hydraulický výkon	[kW]
P	Rozteč závitů	[mm]
P_h	Stoupání závitů	[mm]
P_{hL}	Stoupání labyrintu	[mm]
Q_g	Průtok hydraulické jednotky	[m ³ ·s ⁻¹]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
S	Plocha pístu	[m ²]
T_{hm}	Krouticí moment hydraulického motoru	[Nm]
V_g	Geometrický objem	[m ³]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
d	Velký průměr závitů	[mm]
d_p	Malý průměr pístu	[mm]
d_2	Střední průměr závitů	[mm]

d_3	Malý průměr závitu	[mm]
f_{ts}	Součinitel smykového tření třecího segmentu	[-]
f_z	Součinitel smykového tření na závitu	[-]
f_z'	Součinitel tření v závitové drážce	[-]
g_{vh}	Průtok hydraulické jednotky	[l/min]
i	Počet šroubů	[-]
k_s	Bezpečnost k mezi kluzu	[-]
m	Hmotnost materiálu	[kg]
n_g	Počet otáček hydrogenerátoru	[s ⁻¹]
n_1	Otáčky hnacího ozubeného kola	[s ⁻¹]
n_2	Otáčky hnaného ozubeného kola	[s ⁻¹]
r	Poloměr	[mm]
v	Jmenovitá rychlost pístu	[m·s ⁻¹]
$v_{\check{c}}$	Rychlost čelisti	[m·s ⁻¹]
α	Úhel závitu	[°]
d_k	Součinitel přídatného krutu	[-]
γ	Úhel stoupání závitu	[°]
φ'	Úhel tření závitu	[°]
σ_D	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{Dov,t}$	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{Dm}	Dovolené napětí v mědi	[MPa]
σ_p	Mez pevnosti	[MPa]

σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
σ_x, σ_y	Normálové napětí	[MPa]
τ_{xy}	Smykové napětí	[MPa]
η_{HM}	Účinnost hydraulického válce	[-]
η_v	Objemová účinnost	[-]

1. Úvod

Vzhledem k narůstajícímu množství odpadů, je nutné odpady, v mém případě elektromotory, více recyklovat. Otázkou však zůstává, jak zajistit, aby jejich zpracování bylo co nejefektivnější a nejlepší.

Recyklací elektromotorů snižujeme objem elektroodpadů a tím šetříme životní prostředí. Materiál získaný z recyklace je dále použit pro další výrobu. Společnosti, které se touto problematikou zabývají, se snaží všemi možnými prostředky, aby zařízení pro recyklaci elektromotorů bylo co nejvíce a aby byly co nejefektivnější.

Tímto bych vám chtěl představit svůj návrh zařízení určené přímo pro recyklaci statorových vinutí, které funguje na principu dělení statorového vinutí a následné separace měděných drátů od ocelových plechů. V zahraničí, zejména v Asijských státech, se s podobnými zařízeními můžeme setkat. Snad se brzy takovýchto zařízení dočkáme i u nás.

Cílem tedy této práce je navrhnout a sestavit zařízení určené k této činnosti. Porovnáám, jak nakládají s recyklací vyřazených elektromotorů u nás i ve světě, navrhnu několik variant zařízení a nejlepší variantu vypracuji do detailu.

2. Rešerše

2.1 Proč recyklovat elektroodpad?

Elektroodpad je nejrychleji rostoucí část tuhého komunálního odpadu, který obsahuje mnoho cenných a návratných materiálů jako hliník, měď, zlato, stříbro, plasty a jiných cenných kovů. Za účelem zachování přírodních zdrojů a energie potřebné k výrobě nových elektronických zařízení je ekologická recyklace elektroodpadu správný směr k udržení přírodních zdrojů. Některé elektroodpady také obsahují nebezpečné a toxické materiály jako je například rtuť, olovo, kadmium, beryllium, nebo taky chrom, které představují potenciální nebezpečí v podobě úniku do našich vod a půdy. [1]

Recyklací elektroodpadů, zejména elektromotorů snižujeme a hlavně šetříme životní prostředí. Tohle je asi nejdůležitější co bychom měli vědět. U nás se elektromotory recyklují na speciálních odběrových míst po celé české republice, zejména to jsou kovošrotky a sběrné dvory, kde mají specializované zařízení k tomu určené. Kovošrotky a sběrné dvory provádí výkup a posléze likvidaci elektromotorů od těch nejmenších s vinutím mědi až po ty největší elektromotory.

Díky nejmodernějším technologiím dokážou sběrné dvory a kovošrotky recyklovat vykoupené elektromotory minimálně z 96% a opět přepracován na druhotné suroviny. Recyklace ve sběrnách jsou bezpečná, aby toxické látky neunikaly do půdy ani do vody. Získané cenné kovy se dají zpětně využít, tím šetříme přírodní zdroje. [1]

Výhody ekologické recyklace elektroodpadu:

- Šetří přírodní zdroje. Hodnotné materiály ze staré elektroniky, které mohou být použity k výrobě nových produktů, se po recyklaci opět využijí. V důsledku toho jsme ušetřili energii, snížili znečištění životního prostředí, dále snížili emise skleníkových plynů, které by vznikly při výrobě nových materiálů a ušetřily tím prostředky na získávání surovin ze země.
- Chrání vaše okolí. Bezpečnou recyklací elektroodpadu podporuje řádné zpracování nebezpečných toxických látek, jako je rtuť nebo olovo.

- Recyklace vytváří nové pracovní příležitosti pro profesionální recyklační firmy a vytváří tak nový trh pro cenné komponenty, které jsou demontovány.
- Šetří prostory na skládce.

2.2 Zařízení pro recyklaci elektromotorů

Bývají to profesionální zařízení. Tyto zařízení můžeme rozdělit do dvou skupin. Jednu skupinu zařízení na tzv. drtiče, které elektromotory drtí na malé elementy a následně je třídí například pomocí magnetického separátoru a na zařízení, které elektromotory nedrtí, ale pomocí nože dělí měděné vinutí a následně je separuje od zbytku oceli.

2.2.1 Drtičové zařízení pro recyklaci elektromotorů

➤ Linka pro recyklaci elektromotorů

Drťící recyklační linka pro elektromotory. Tato profesionální linka (obr. 1) je osazena kladivovým mlýnem, pásovými dopravníky a závěsným magnetickým separátorem pro odstranění kovů. [2]



Obr. 1 Linka pro recyklaci elektromotorů a alternátorů [2]

Princip linky funguje tak, že se na vstupu vloží celé elektromotory (obr. 2) na dopravní pás, kterým je dopravován do drtícího zařízení tzv. kladivového mlýna. Kladivové mlýny jsou osazeny kladivy, které materiál rozdrtí na potřebné frakce podle velikosti síta. Po rozdrčení materiál, který prošel sítím, jede po pásovém dopravníku a je tříděn pomocí magnetického pásu, umístěného nad pásovým dopravníkem. Materiál na výstupu (obr. 3) je tak roztríděn na magnetické a nemagnetické materiály.



Obr. 2 Materiál na vstupu [2]



Obr. 3 Materiál na výstupu [2]

Další podobná linka pro recyklaci elektromotorů od firmy Mayslynn (obr. 4), pracující na podobném principu.



Obr. 4 Linka pro recyklaci elektromotoru od firmy Mayslynn [4]

2.2.2 Dělicí zařízení pro recyklaci elektromotorů

Dělicí zařízení používané pro recyklaci vyřazených elektromotorů se vyznačují tím, že na rozdíl od drtičů celé elektromotory nedrtí, ale už demontované měděné vinutí tzv. „půlí“ a následně vytahují, neboli odseparují měď od zbytku oceli.

Ted' bych vám chtěl představit několik zařízení, určené pro recyklaci vyřazených elektromotorů, které separují už demontované satorové vinutí.

➤ Separátor elektromotorů MW 808

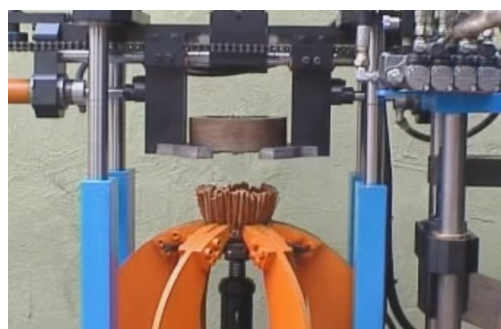
Tento separátor pracuje na principu půlení satorového vinutí pomocí šikmého nože, který funguje jako gilotina. Dále se odseknutá polovina satorového vinutí upevní do tzv. přidržovače a následně se pomocí dalšího uchopovače oddělí měď od zbytku oceli (obr. 5,6,7). U tohoto zařízení můžeme měnit typy nožů, například za rovný nebo šípovitý. Celé zařízení je poháněno hydraulicky. Výhodou zařízení je, že je opatřen kolečky, tudíž je mobilní a dá se tedy převést na jakékoliv místo. Odseparovaná měď je dále využita jako druhotná surovina.



Obr. 5 Separátor elektromotorů MW 808 [3]



Obr. 7 Detail půlení satorového vinutí [3]



Obr. 6 Detail separace mědi od zbytku oceli [3]

➤ **Separátor elektromotorů DZ-4**

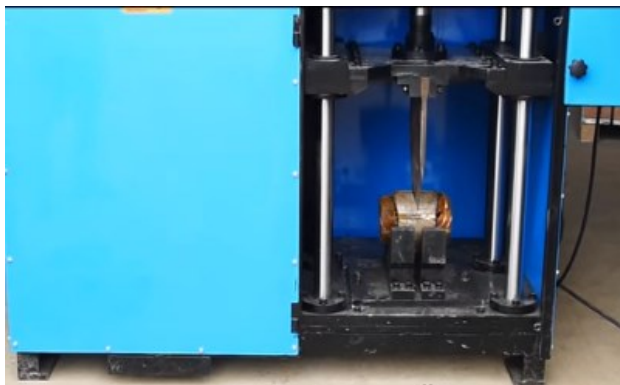
Tento separátor pracuje na podobném principu jako separátor předchozí, kde nůž púlí statorové vinutí a následně separuje měď od zbytku oceli. Jen v tomto případě k uchopení statorového vinutí slouží šest čelistí, které jsou opatřeny výsuvnými destičkami pro oddělení měděných drátů.



Obr. 8 Separátor elektromotorů DZ-4 [4]

Technická data:

Maximální průměr statoru	250 mm
Napájení	380V / 4kW
Velikost (délka x šířka x výška)	1800 x 900 x 1950 mm
Hmotnost	1100 kg



Obr. 10 Detail púlění statorového vinutí [4]



Obr. 9 Detail separace měděných drátů [4]

➤ Separátor elektromotorů ZTJ-4

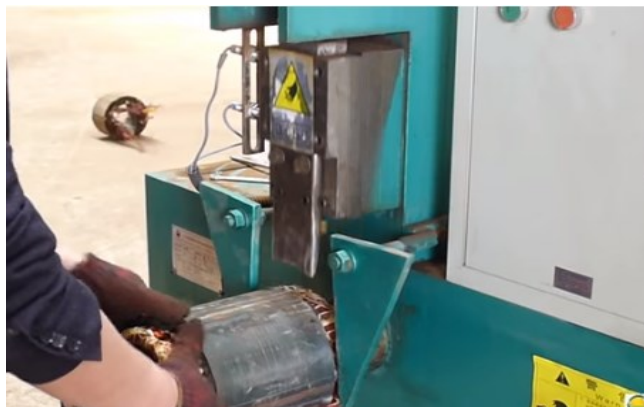
Na tomhle separátoru se satorové vinutí nasune na tzv. čep, na kterém je měděné vinutí odsekáváno z čela za pomoci speciálního zaobleného nože. Vinutí je přidržováno pomocnými patkami. Celý stroj pohání hydraulika. Separace mědi od zbytku oceli je prováděna na dalším zařízení LTJ-5 který je popsán na následující straně.



Obr. 11 Separátor elektromotorů ZTJ-4 [4]

Technická data:

Maximální průměr statoru	300 mm
Napájení	380V / 4kW
Velikost (délka x šířka x výška)	1380 x 1130 x 1660 mm
Hmotnost	500 kg



Obr. 12 Detail odsekávání měděného vinutí [4]



Obr. 13 Odsekuté satorové vinutí [4]

➤ Separátor elektromotorů LTJ-5

Toto zařízení slouží k separaci měděných drátů od zbytku oceli. Statorové vinutí je k tomuto zařízení dodáváno už s odseknutým měděným vinutím z jedné strany (obr 13). Separátor je vybaven tzv. drapákem, který uchopí z druhé strany měděné vinutí a postupně ho ze statoru vytahuje. Celé zařízení je poháněno hydraulicky.



Obr. 14 Separátor elektromotorů LTJ-5 [4]

Technická data:

Maximální průměr statoru	500 mm
Napájení	380V / 5,5kW
Velikost (délka x šířka x výška)	3500 x 850 x 1450 mm
Hmotnost	650 kg



Obr. 15 Detail vytahování měděného vinutí drapákem [4]

➤ Separátor elektromotorů DZ-2

Toto zařízení separuje již rozpůlené speciální satorové vinutí (obr. 17), jako jsou statory motoru v pračkách a podobně. Zařízení je vybaveno tzv. kleštinami, které vyjedou z hlavy úpinky a uchopí měděné vinutí, to vzápětí zajede zpět do hlavy úpinky a přes přírubu vytlačí ocelové plechy od měděného vinutí. Zařízení je poháněno hydraulicky.



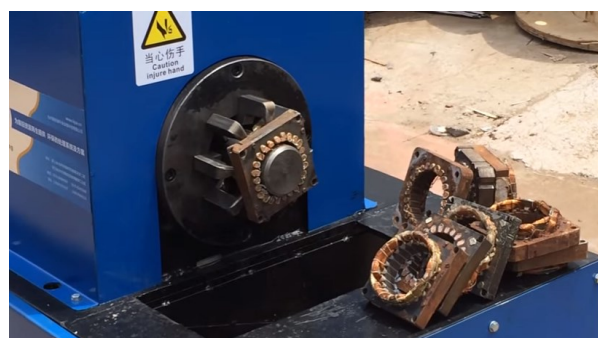
Obr. 16 Separátor elektromotorů DZ-2 [4]

Technická data:

Minimální vnější průměr statoru	100 mm
Napájení	380V / 4kW
Velikost (délka x šířka x výška)	1150 x 700 x 900 mm
Kapacita	300-600 ks/hod



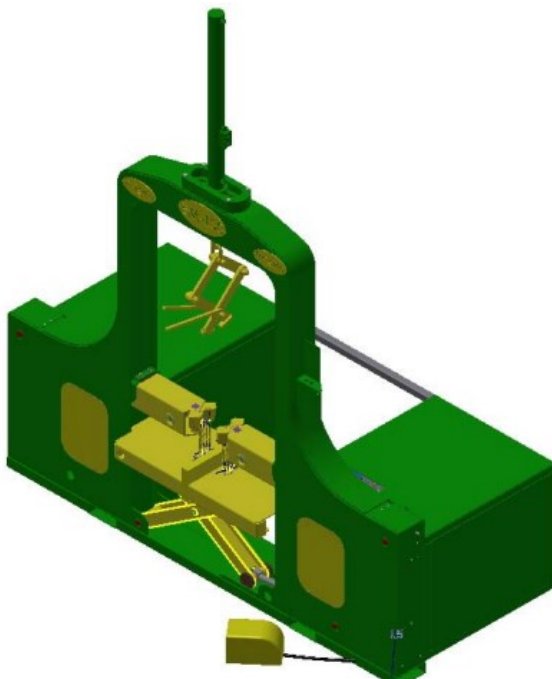
Obr. 18 Separované satorové vinutí [4]



Obr. 17 Detail uchopení satorového vinutí [4]

➤ Separátor elektromotorů EM-100

Princip zařízení je podobný jako u separátoru LTJ-5. Statorové vinutí je dodáváno už rozpůlené nebo má z jedné strany měděné vinutí odřezáno nebo odseknuto (obr. 13). Pomocí kleštin je poté měděné vinutí separováno.



Obr. 19 Separátor elektromotorů EM-100 [5]

Technická data:

Maximální průměr statoru	400 mm
Napájení	400V / 2,2kW
Velikost (délka x šířka x výška)	2470 x 1131 x 3110 mm
Hmotnost	850 kg

Postup separace:

uchycení měděného vinutí



separace měděného vinutí



výsledek separace



Obr. 20 Postup separace měděného vinutí [5]

3. Návrh postupu při konstruování

3.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků

Seznam požadavků:

- Šetřit životní prostředí
- Zařízení by mělo být mobilní a snadno přemístitelné
- Odpadá proces drcení
- Recyklace statorového vinutí do maximálního průměru 250mm
- Zařízení by se mělo skládat ze zařízení pro půlení statorového vinutí a ze zařízení kde se měděné vinutí odseparuje od zbytku oceli
- Minimální prodlevy mezi operacemi separace, tudíž co největší výrobní výkon
- Zařízení bude ovládáno jednou osobou, každá operace bude prováděné zvlášť
- Maximální bezpečnost a spolehlivost
- Ergonomická pracovní výška
- Malou hmotnost a minimální velikost
- Jednoduchá ovladatelnost
- Snadná údržba
- Přístupnost pracovního prostoru
- Nízké provozní a výrobní náklady

Seznam funkcí technického systému:

- Demontáž elektromotoru na statorové vinutí
- Uchycení statorového vinutí pro následné rozpůlení
- Rozpůlení statorového vinutí
- Uchycení statorového vinutí pro následnou separaci měděného vinutí od plechů
- Separace měděného vinutí od plechů
- Ovládání zařízení pro půlení a separaci měděného vinutí
- Přívod média pro ovládací prvky
- Regulace přiváděného média pro ovládací prvky

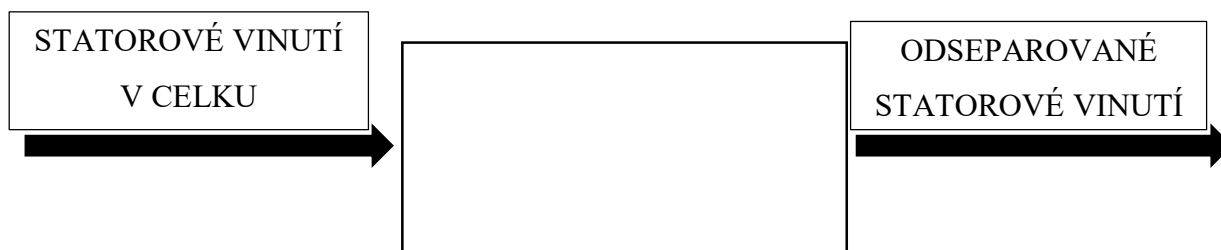
Požadavkový list

SPECIFIKACE POŽADAVKU	PODMÍNKA	PŘÁNÍ
<u>Funkce, Účinky a funkční parametry:</u> Proces půlení statorového vinutí: - Pracovní výška nad zemí: 650-900 mm - Přístupnost pracovního místa - Uchycení statorového vinutí Proces separace mědi od zbytku oceli - Pracovní výška nad zemí: 850-1200 mm - Přístupnost pracovního místa - Uchycení a následná separace mědi Zařízení pro recyklaci statorového vinutí: - Velikost: max. šířka 1000 mm max. délka 1800 mm max. výška 2600 mm - Hmotnost: max. 2000 kg Statorové vinutí: - Velikost: max. vnější průměr 250 mm max. délka 650 mm - Hmotnost: max. 30kg	X X X X X X	
<u>Provoz:</u> - Prostředí: čisté - Četnost použití: vyšší - Požadovaná životnost: minimálně 5 let - Údržba: minimální žádná - Podlaha v dílně: betonová	X X	X
<u>Ergonomie:</u> - Bezpečnost proti poranění - Vysoká stabilita proti převržení - Bezpečnost proti překlopení statorového vinutí - Přístupnost manipulačních míst	X X X X	

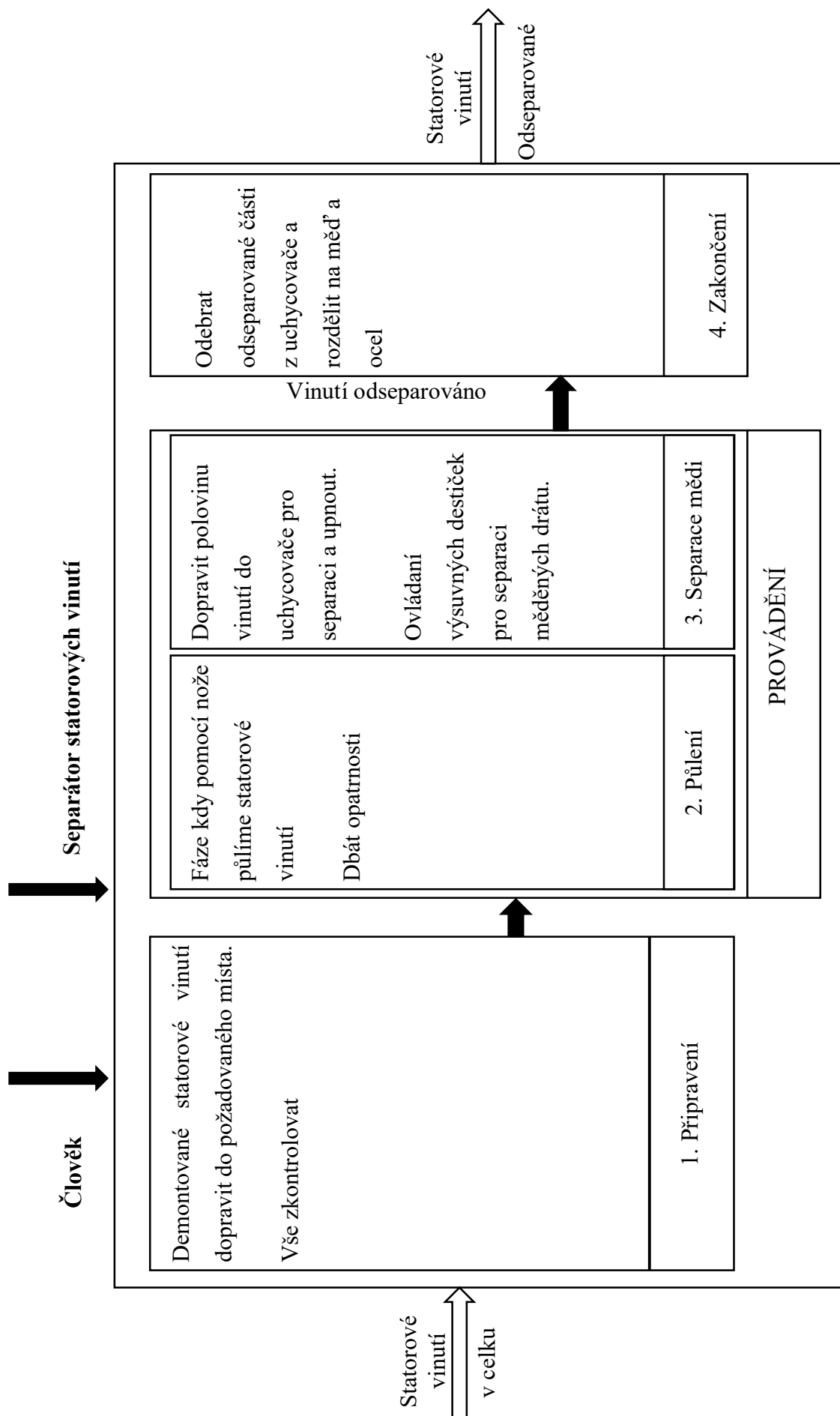
<u>Vzhled:</u> - Barva: červeno-černá - Povrch: vhodný k čištění - Uspokojivé tvary		X X X
<u>Manipulace:</u> - Přemisťování: pomocí vysoko zdvižných vozíků pomocí jeřábu	X	X
<u>Předpisy a normy:</u> - Bez porušení patentových práv - Nejsou zvláštní předpisy a normy	X	
<u>Výroba:</u> - Malé série		
<u>Ekonomie:</u> - Minimální náklady na provoz - Nízké provozní náklady		X X
<u>Ekologie:</u> - Šetřit životní prostředí		X

Tabulka 1 Specifikace požadavků [6]

3.2 Stanovení funkční struktury



Obr. 21 Černá skříňka [6]



Obr. 22 Technický proces (blokové schéma) [6]

3.3 Stanovení hrubé stavební struktury


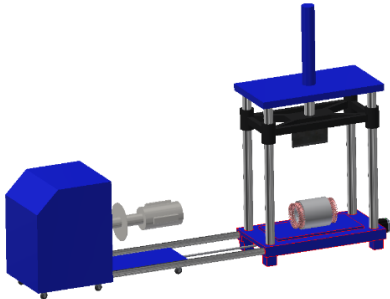
Dílčí funkce		Funkční principy/ orgány – nositelé funkcí					
		1	2	3	4	5	6
1	Přemístování satorového vinutí	ručně	jeřábem	zvedákem			
2	Uchycení satoru pod nožem	bez uchycení	položení na čelist ve tvaru „V“	zařízením pro vnější uchopení	zařízením pro vnitřní uchopení	pomocí magnetu	
3	Funkce pracovní desky	pevná	otočná	naklápěcí			
4	Pohon nože	hydraulický	pneumatický	mechanický			
5	Pohon zařízení pro separaci mědi	hydraulický	pneumatický	mechanický			
6	Zajistit přívod média	hydraulická jednotka	vzduchovými trubkami v hale				
2.1	Pohon zařízení pro vnitřní uchopení	bez zařízení	mechanický	pneumatický	hydraulický	elektrický	
2.2	Počet čelistí uchopovače pro vnitřní uchopení	bez zařízení	2-čelistový	3-čelistový	4-čelistový		
2.3	Kolmý pohyb uchycovače	bez zařízení	šroubový převod	hřebenový převod	ručně		
2.4	Horizontální pohyb uchycovače	bez zařízení	šroubový převod	hřebenový převod	ručně		
4.1	Rotace nože	otočný	pevný				
4.2	Ovládání pohybu nože	páčky	tlačítka				
5.1	Pohyb čelistí umožněn přes	pákový mechanismus	šnekový labyrint	pomocí pístu			

5.2	Počet čelistí s výsuvnými destičkami separátoru	4-čelist'ový	6-čelist'ový	5-čelist'ový			
5.3	Pohyb výsuvných destiček umožněn	hydraulický výlec	pneumatický válec	pomocí šroubu			
5.4	Pohon čelistí	hydromotor	pneumotor	elektromotor			
5.5	Převodový mechanismus	ozubené kola se šikmými zuby	ozubené kola s rovnými zuby	kuželové soukolí	Pákový mechanismus		
6.1	Průtok média řídit	ventil	kohoutek	šoupátko			
6.2	Teplotu média měřit	digitálním teploměrem	ručičkovým teploměrem				
6.3	Přívod média umožnit	trubkou	tlakovou hadicí				
6.4	Rychlost média měřit	průtokoměr objemový	průtokoměr turbínkový	průtokoměr lopatkový	průtokoměr bubnový	průtokoměr průřezový	
6.5	Druh média	olej	vzduch	voda			

Obr. 23 Separátor statorového vinutí - morfologická matice [6]

Do morfologické matice jsem si vypsál všechny možné dílčí funkce, které by zařízení pro recyklaci vyřazených elektromotorů mělo vykonávat, a vypsál jsem k nim všechny možné kombinace. Z těchto vypsáných možných kombinací jsem si vypracoval dvě varianty, označenými červenými a modrými čarami (obr. 23).

Dále jsem si vypracoval koncepční schéma (tabulka 2), kde jsem vyhodnotil obě vybrané varianty. Varianty jsem si vyhodnotil známkami jako ve škole (1-nejlepší a 5-nejhorší).

Varianta		A	B
Orgánové struktury			
Kombinace orgánů nositelů funkcí	fce 1	1	1
	fce 2	1	3
	fce 3	1	1
	fce 4	1	1
	fce 5	1	1
	fce 6	1	1
	fce 2.1	1	2
	fce 2.2	1	2
	fce 2.3	1	2
	fce 2.4	1	2
	fce 4.1	3	1
	fce 4.2	1	2
	fce 5.1	2	3
	fce 5.2	1	2
	fce 5.3	1	1
	fce 5.4	1	1
	fce 5.5	2	1
	fce 6.1	1	1
	fce 6.2	1	1
	fce 6.3	1	1
	fce 6.4	1	1

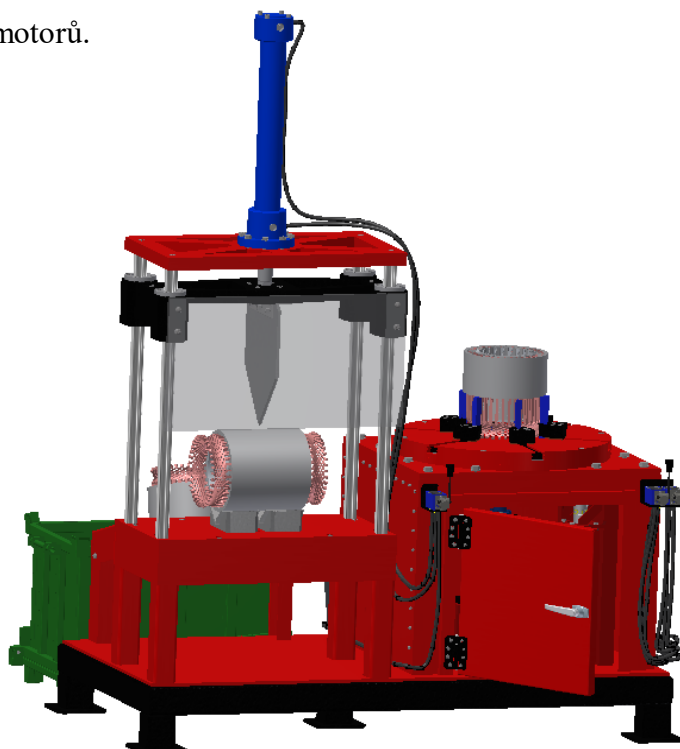
	fce 6.5	1	1
Hrubé hodnocení	technické nedostatky	-	-
	Výrobní náklady	2	5
Součet bodů		28	37
Celkové pořadí		1.	2.

Tabulka 2 Organová struktura (koncepční schéma) [6]

Z vytvořené organové struktury, kde jsem si vyhodnotil obě varianty, vyplývá, že lepší variantou se stala varianta A. Tuhle variantu dále rozpracuji do úplné stavební struktury. Variantu A jsem si vybral z důvodů její jednoduchosti a nižšími náklady na výrobu.

3.4 Stanovení úplné stavební struktury

Konkretizaci všech konstrukčních vlastností hrubé stavební struktury na základě předběžného návrhu (obr. 23), dostanu úplnou stavební strukturu recyklačního zařízení vyřazených elektromotorů.

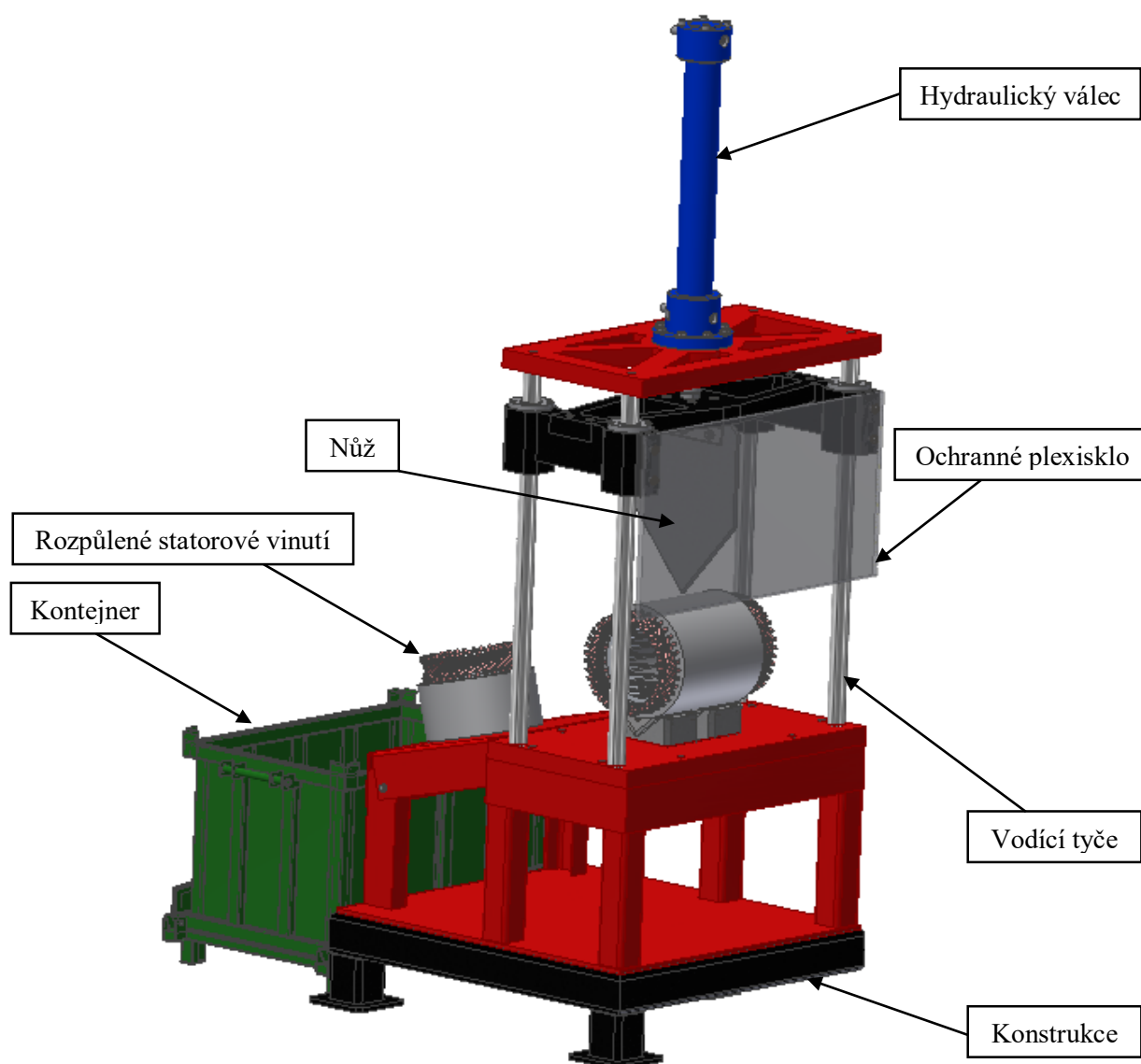


Obr. 24 Recyklační zařízení pro vyřazené elektromotory - úplná stavební struktura (konstrukční návrh)

3.5 Detailní zobrazení úplné stavební struktury

➤ Detail části zařízení pro půlení statorových vinutí

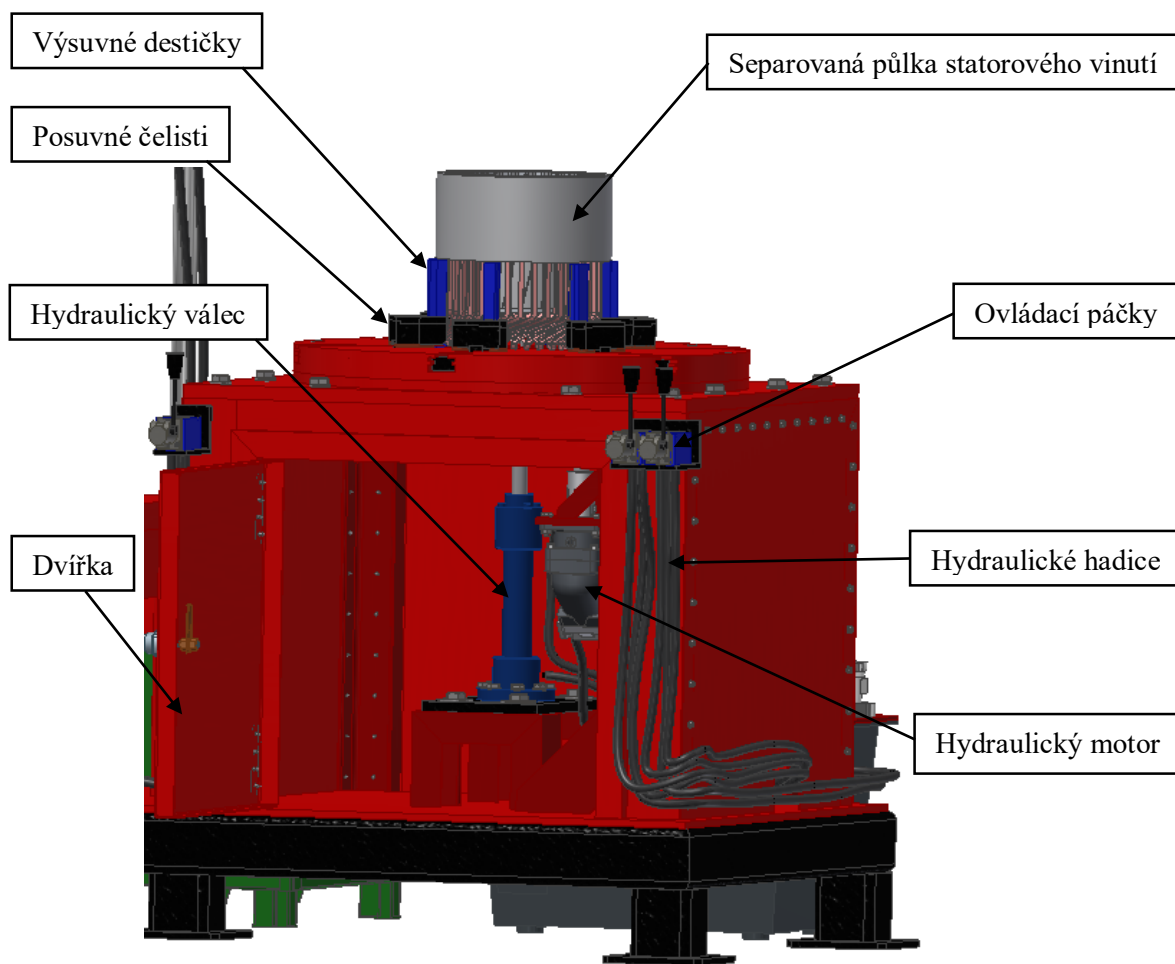
Tato část zařízení slouží k půlení statorového vinutí pomocí nože. Pohon nože je zajištěn hydraulickým válcem, který vyvíjí dostatečnou tlačnou sílu. Rozpůlené statorové vinutí je dále dopravováno pomocí skluzu do přistavěného kontejneru a je dále připraveno na další operaci, což je separace měděného vinutí. Při půlení statorového vinutí může dojít k odlétávání kovových elementů, a proto je zařízení vybaveno plexisklem k zajištění vyšší bezpečnosti.



Obr. 25 Detail části zařízení pro půlení statorového vinutí

➤ **Detailní část zařízení pro separaci měděného vinutí**

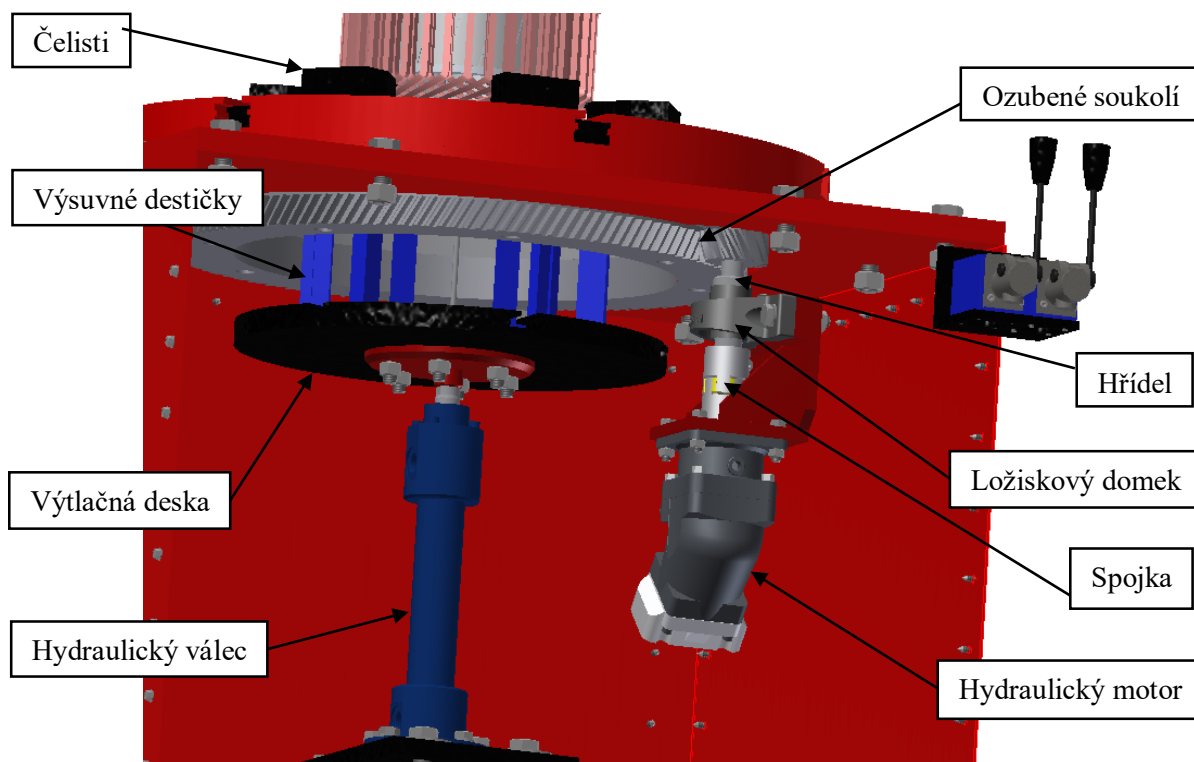
Tato část zařízení umožňuje separovat měděné vinutí od zbytku oceli. Princip je takový, že se polovina statorového vinutí upne mezi posuvné čelisti a pomocí výsuvných destiček se odděluje měděné vinutí od zbytku ocelových plechů. Výsuvné destičky jsou zabudovány v čelistech a spojeny s hydraulickým válcem a přes opěrnou desku jsou destičky vytlačovány. Pohon posuvných čelistí je zajištěn hydromotorem přes ozubené soukolí. Celá hydraulika je pak napájena z hydraulické jednotky umístěné za zařízením.



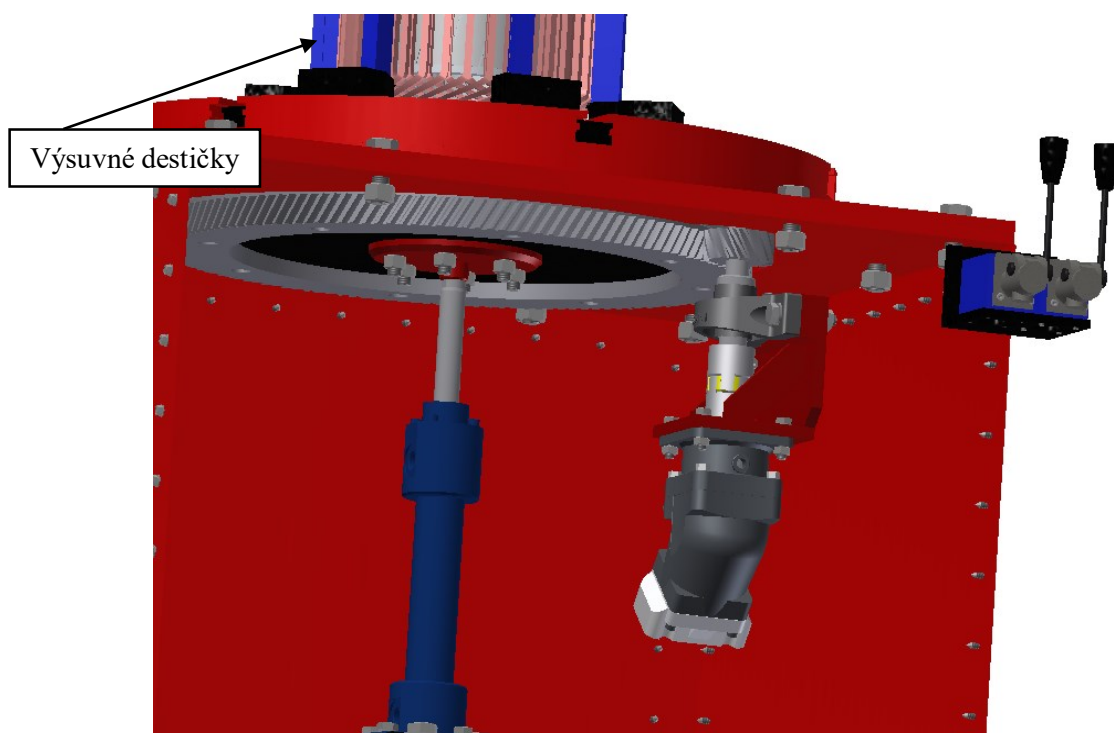
Obr. 26 Detail zařízení pro separaci měděného vinutí

➤ **Detail pohledu před a po vytlačení výsuvných destiček**

Zde můžeme vidět pracovní polohu výtlačné desky před o po vytlačení výsuvných destiček (obr. 27,28). Dále zde můžeme vidět detail ozubeného soukolí, které nám umožňuje, přes hydraulický motor, pružnou bezvůlovou spojku a hřídel, pohybovat čelistmi.



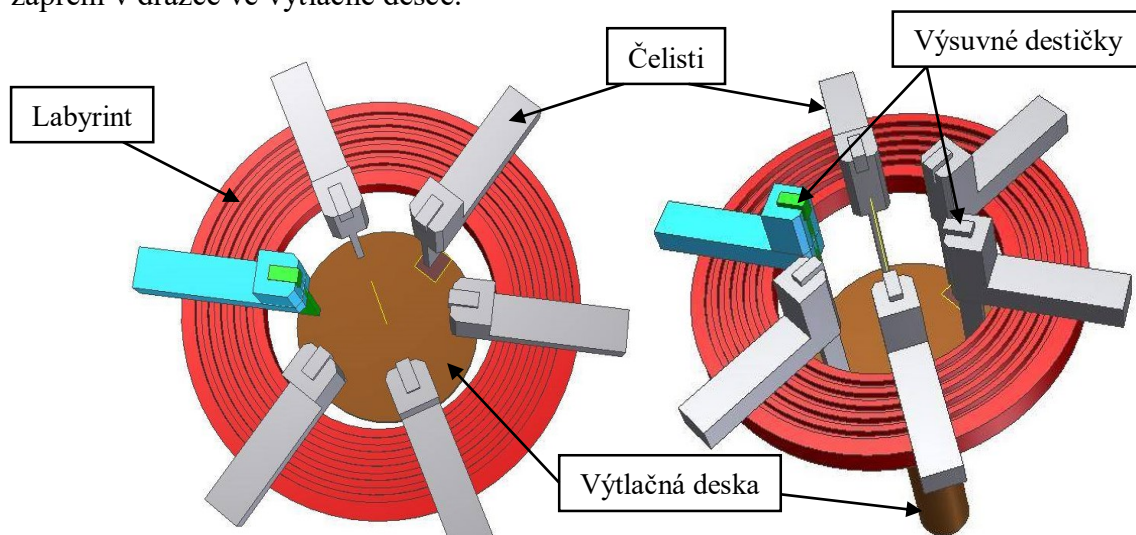
Obr. 27 Detail výsuvných destiček v poloze před vytlačním



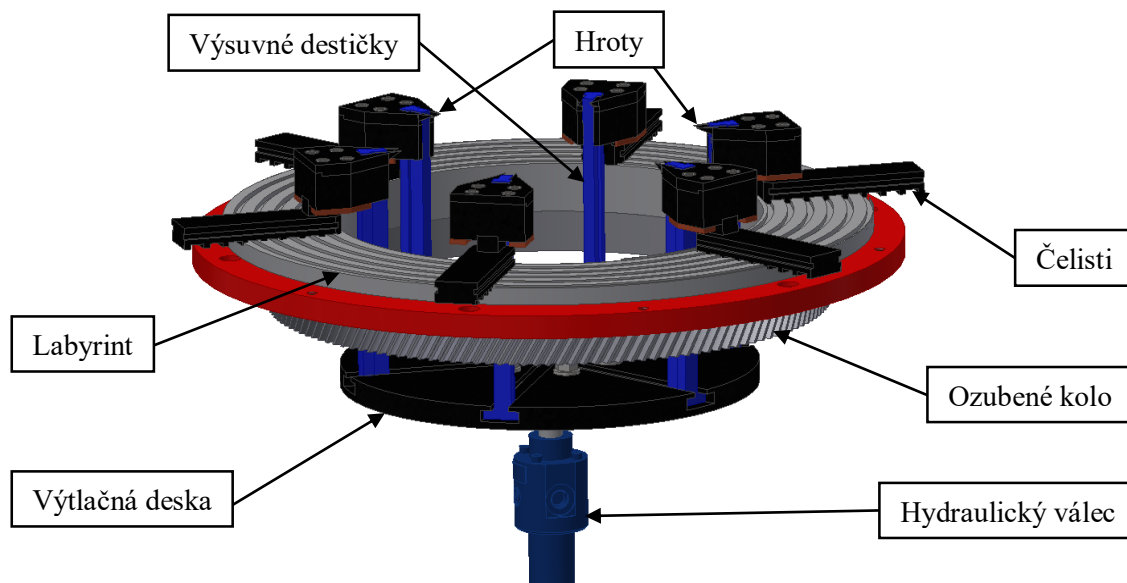
Obr. 28 Detail výsuvných destiček v poloze po vytlačení

➤ Upínací mechanismus

Při navrhování jsem vycházel z hrubé stavební struktury morfologické matice. Na obr. 29 můžeme vidět prvotní návrh upínacího mechanismu, který jsem si vytvořil v programu Autodesk Inventor 2015 a ze kterého jsem vycházel a následně doladil až do konečného návrhu (obr. 30). Princip čelistí funguje obdobně jako sklíčidlo u soustruhu. Každá čelist má odstupňovanou první záběrovou drážku tak, aby se každá z čelistí přisunovala a oddalovala od středu rovnoměrně. Čelisti jsou vybaveny tzv. „hroty“ které po vniknutí do měděného vinutí zajistí, aby se při separaci měděné vinutí nevysouvalo spolu s ocelovými plechy a zůstalo na místě. Dále je navržena výtlačná deska (viz. Obr. 29,30) o takové velikosti a průměru, aby se vlezla do vnitřního průměru jak labyrintu, tak i ozubeného kola (Obr. 30), tím docílím co nejkratší velikosti výsuvných destiček a co nejvíce minimalizuji jejich zapření v drážce ve výtlačné desce.

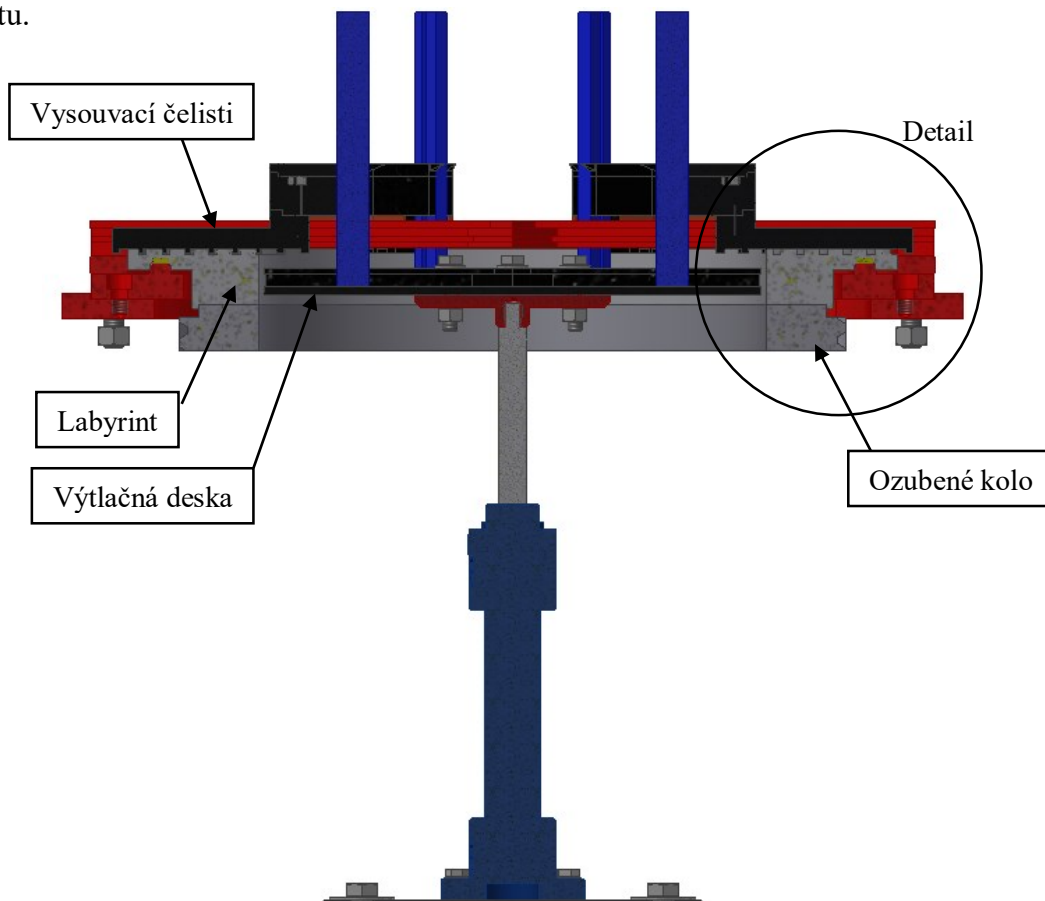


Obr. 29 Prvotní návrh upínacího mechanismu

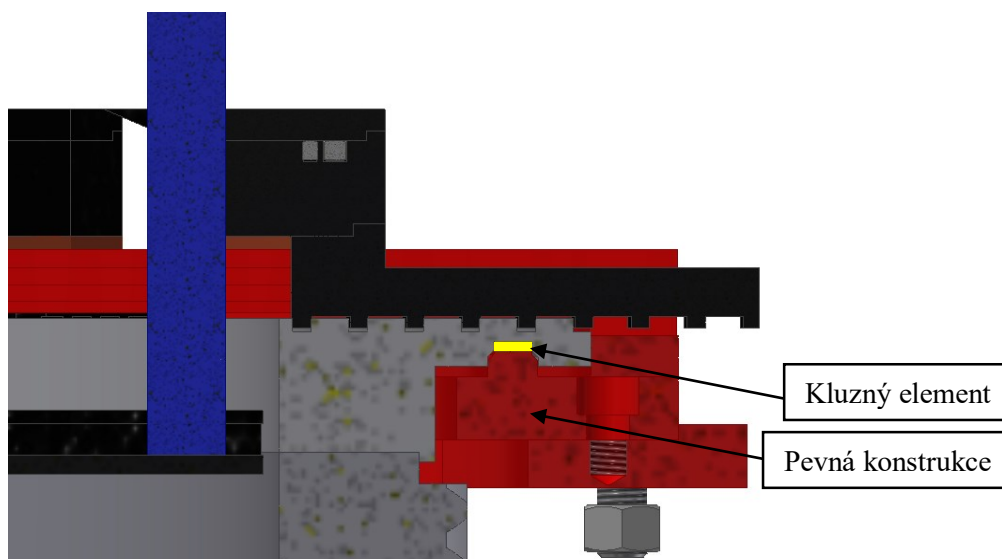


Obr. 30 Konečný návrh upínacího mechanismu

Na obr. 31 je pro přehlednější znázornění zobrazen řez upínacího mechanismu. Můžeme vidět výtlačnou desku, která může díky svým velikostem vyjet až těsně pod vysouvací čelisti. Labyrint je spojen pomocí šroubů s ozubeným kolem, který pohání přes pastorek a hydromotor výsuvné čelisti. Labyrint je uložen na pevné konstrukci a mezi nimi je vložen kluzný element, s vynikajícími oteruvzdornými a třecími vlastnostmi, který zajistí otáčivý pohyb labyrintu po konstrukci. Na obr. 32 můžeme vidět detail umístění kluzného elementu.



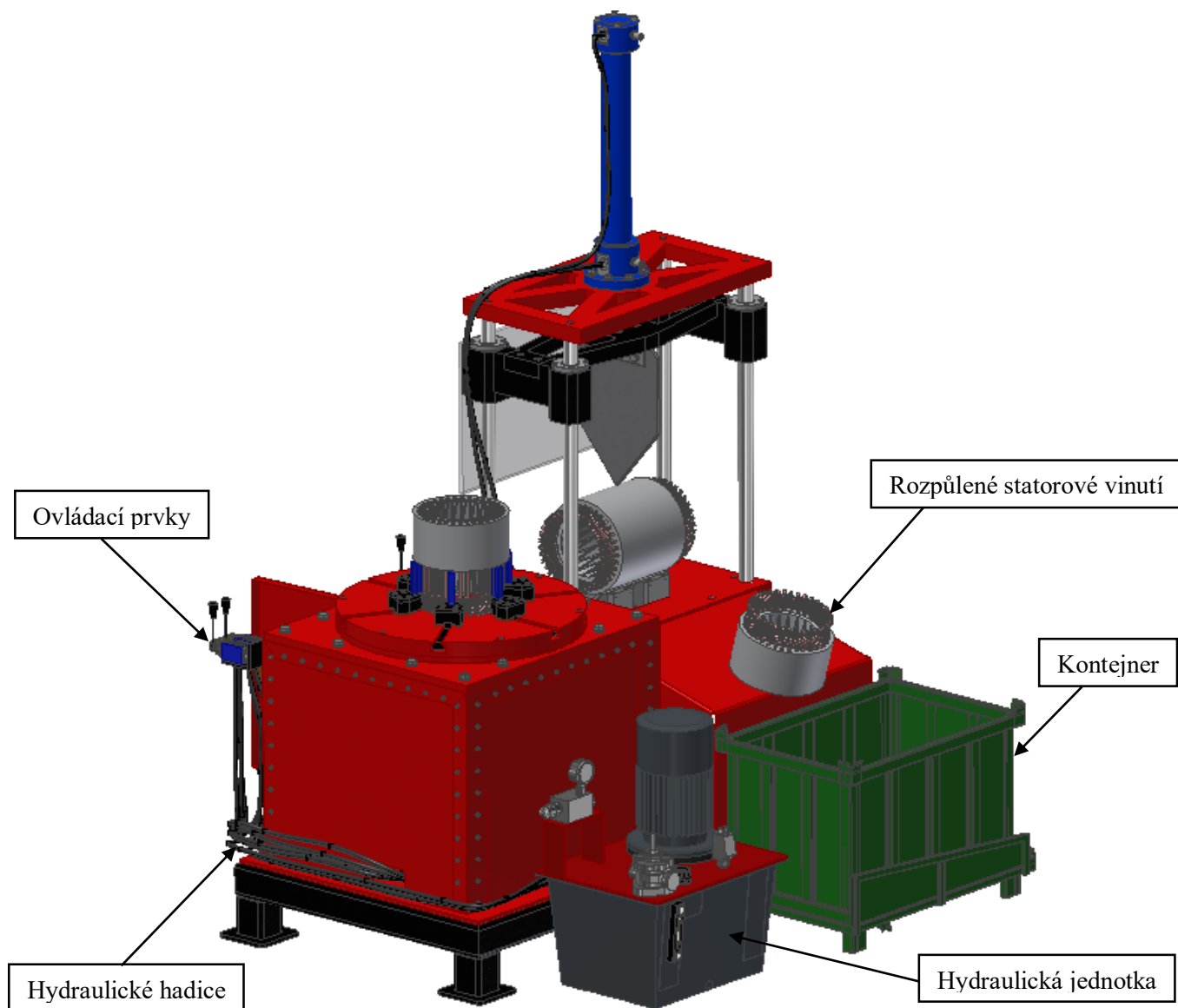
Obr. 31 Řez upínacího mechanismu



Obr. 32 Detail řezu upínacího mechanismu

➤ **Pohled zezadu**

Na tomhle pohledu můžeme vidět uspořádání hydraulické jednotky a kontejneru pro rozpůlené statorové vinutí umístěné za recyklačním zařízením. Můžeme dále vidět orientační tok hydraulických hadic vedoucí z hydraulické jednotky k ovládacím prvkům.



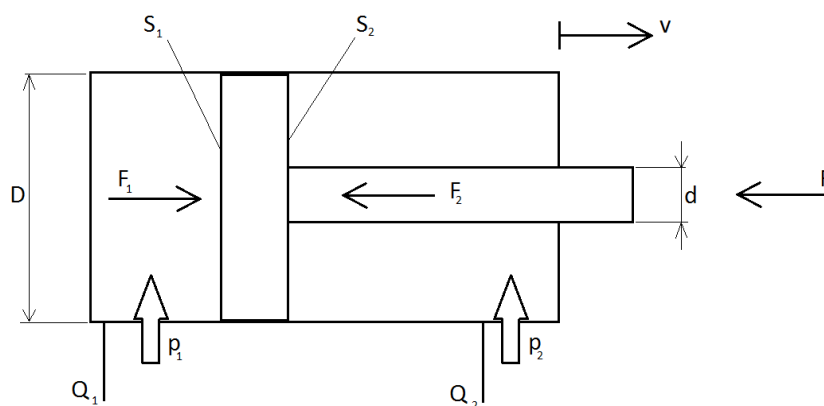
Obr. 33 Pohled na zadní část zařízení

4. Výpočtová zpráva

4.1 Výpočty hydraulických komponentů

Zde budu vypočítávat a navrhovat hydraulické komponenty jako je například hydraulický válec, hydraulický motor, hydraulická jednotka, apod.

4.1.1 Volba hydraulického válce pro půlení statoru

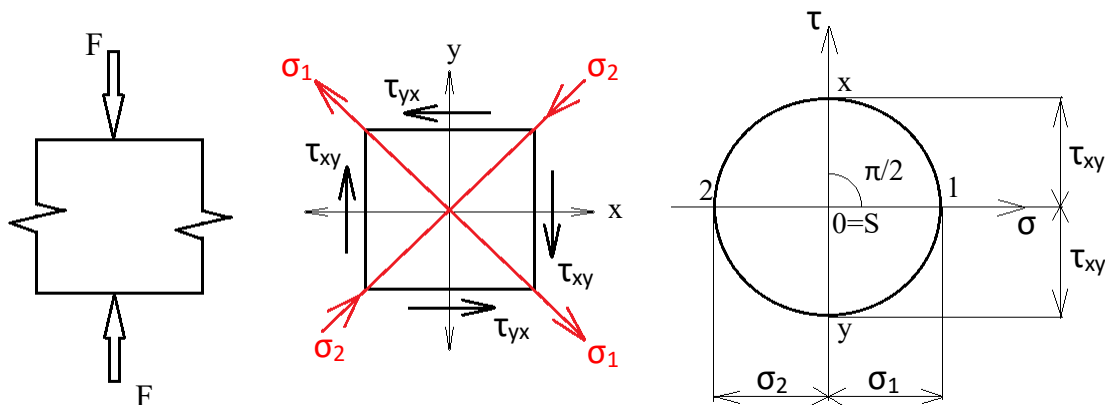


Obr. 34 Schéma hydraulického válce

Při navrhování hydraulického válce pro půlení statoru jsem vycházel z pevnostní analýzy, kterou jsem si vytvořil v programu Autodesk Inventor 2015. Na obr. 36 můžeme vidět nůž a statorové vinutí. Dále jsem si dle normy ČSN 42 3001 zjistil mechanické vlastnosti elektrovodivé mědi, podle kterých určím potřebné zatížení nože pro přestřihnutí statoru na půl. Mez pevnosti v tahu mědi je $R_m=185\div245\text{MPa}$. Uvedená mez pevnosti v tahu závisí samozřejmě na složení a tepelném a mechanickém zpracování mědi. Mez pevnosti ve stříhu τ_s mědi určím z HMMH pevnostní hypotézy:

Určení dovoleného namáhání ve stříhu podle hypotézy HMMH – Huber – Mises – Hencky

Střih je zvláštní případ rovinné napjatosti, která je zadána hodnotami $\tau_{xy}\neq0$, $\sigma_x=0$, $\sigma_y=0$ (obr. 35). Mohrova kružnice pro střih má potom střed v počátku souřadného systému σ a τ . Poloměr Mohrovy kružnice určen podle vztahu (1), a ze kterého plyne velikost hlavních napětí, který je $\sigma_{1,2}=\pm\tau_{xy}$. [7]



Obr. 35 Složky napětí a konstrukce Mohrovy kružnice

Vzorec pro poloměr Mohrovy kružnice

$$r = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [mm] \quad (1)$$

kde: σ_x, σ_y [MPa] Normálové složky napětí

τ_{xy} [MPa] Smyková složka napětí

Výpočet smykového (střihového) napětí podle HMM

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \leq \sigma_D \quad [MPa] \quad (2)$$

kde: σ_{red} [MPa] Redukované napětí

σ_D [MPa] Dovolené napětí

Po úpravě rovnice (2) dostaneme vztah:

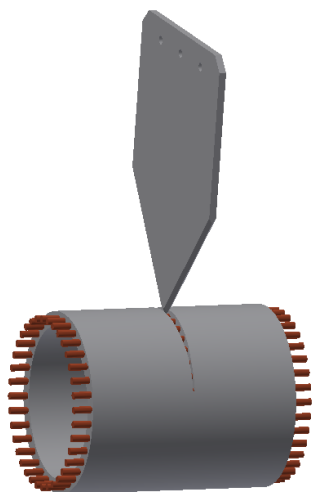
$$\sqrt{\tau^2 + (-\tau)^2 - \tau(-\tau)} = \sqrt{3\tau^2} \leq \sigma_D$$

$$\tau_D \leq \frac{\sigma_{Dm}}{\sqrt{3}} \quad [MPa]$$

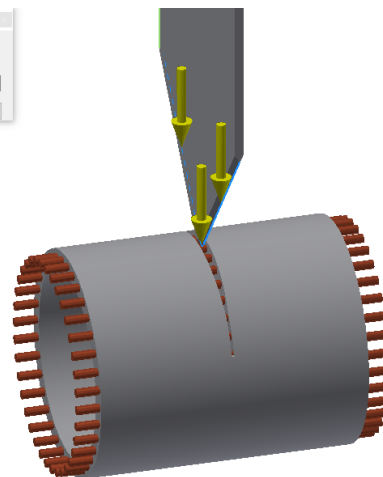
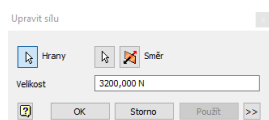
kde: σ_{Dm} [MPa] Dovolené napětí mědi, $\sigma_{Dm}=245$ MPa

$$\tau_D \leq \frac{245}{\sqrt{3}} = 141,45 \text{ MPa}$$

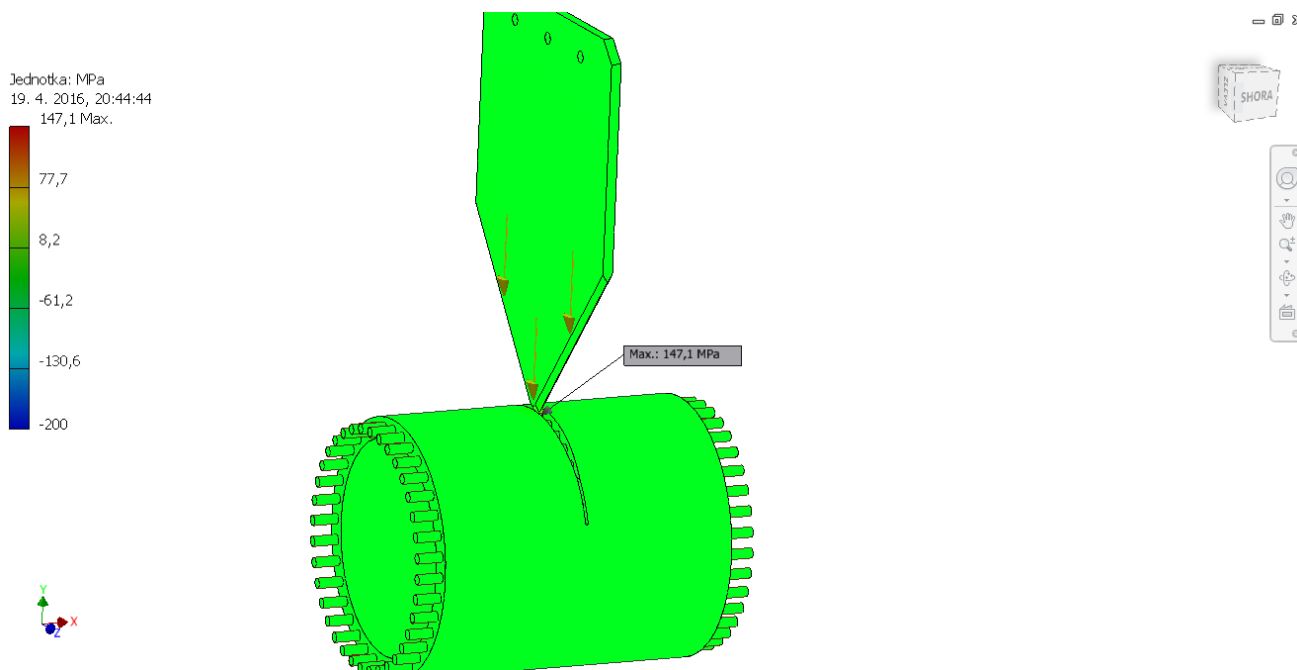
S vypočtenou mezí pevnosti ve smyku budu vycházet při zjišťování zatěžovací síly, potřebnou pro přestříhnutí měděného vinutí. V pevnostní analýze metodou konečných prvků jsem nůž postupně zatěžoval silou, až mi vzniklo potřebné napětí na měděném vinutí, které mi zajistí přerážnutí měděných drátů. Až po zatížení silou 3200 N jsem dostal potřebné napětí ve smyku a to přes 147 MPa (obr. 38).



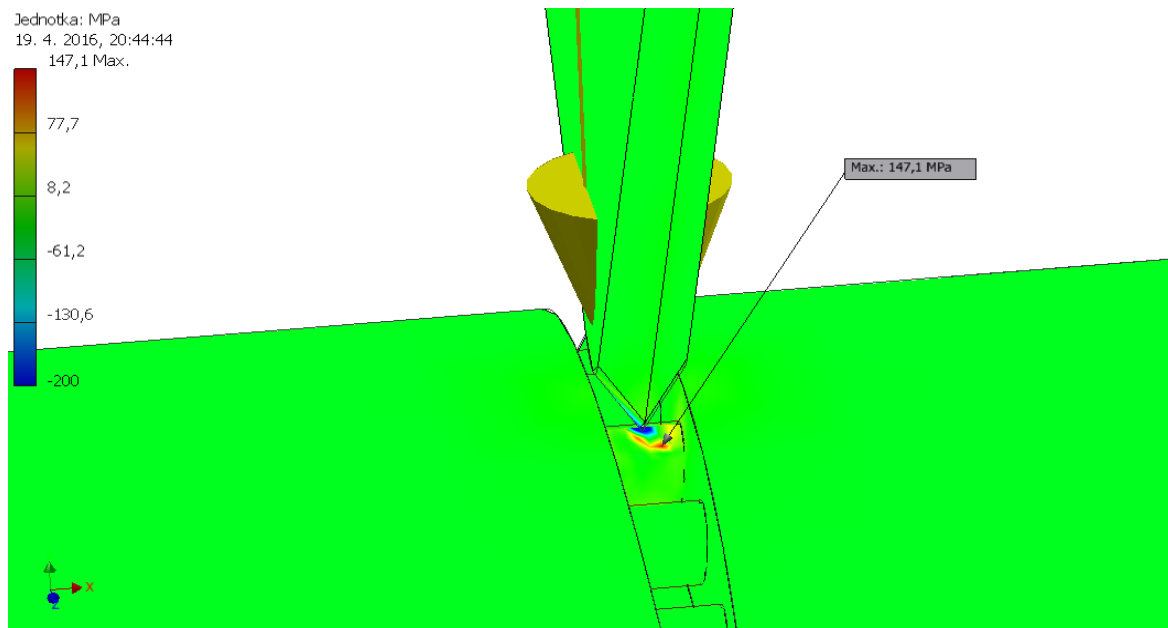
Obr. 37 Model statorového vinutí a nože



Obr. 36 Zatížení nože silou 3200N



Obr. 38 Vzniklé napětí na měděném vinutí

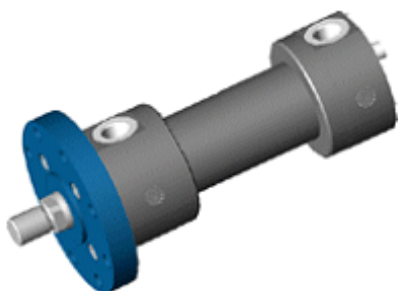


Obr. 39 Detail vzniklého napětí na měděném vinutí

Při návrhu hydraulického válce pro pūlení satorových vinutí počítám také se vznikajícími odpory jako je například tření mezi ocelovými plechy, otupení nože, apod. Proto volím hydraulický válec od firmy Bosch Rexroth s ozn. CDM1MF3/63/45/500A2X/B11HHEMAW a technickými daty v tabulce č. 3 (dále viz příloha č. 1), který bude redukován pomocí redukčního ventilu na tlak 10 000N.

Piston	Piston rod	Area ratio	Piston	Areas		Force at 160 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length
				Rod	Ring	pressure	Diff.	Pulling	From	Diff.	On	
ØAL mm	ØMM mm	φ A ₁ /A ₃	A ₁ cm ²	A ₂ cm ²	A ₃ cm ²	F ₁ kN	F ₂ kN	F ₃ kN	Q _{v1} l/min	Q _{v2} l/min	Q _{v3} l/min	mm
25	14 18	1.46 2.08	4.91	1.54 2.54	3.37 2.36	7.85	2.44 4.07	5.37 3.76	2.9	0.9 1.5	2.0 1.4	600
32	18 22	1.46 1.90	8.04	2.54 3.80	5.50 4.24	12.80	4.07 6.08	8.78 6.76	4.8	1.5 2.3	3.3 2.5	800
40	22 28	1.43 1.96	12.56	3.80 6.16	8.76 6.41	20.00	6.08 9.82	14.03 10.24	7.5	2.3 3.7	5.2 3.8	1000
50	28 36	1.46 2.08	19.63	6.16 10.18	13.47 9.46	31.30	9.82 16.29	21.55 15.10	11.8	3.7 6.1	8.1 5.6	1200
63	36 45	1.48 2.04	31.17	10.18 15.90	20.99 15.27	49.80	16.29 25.40	33.56 24.41	18.7	6.1 9.5	12.6 9.2	1400
80	45 56	1.46 1.96	50.26	15.90 24.63	34.36 25.63	80.30	25.40 39.30	54.96 40.99	30.2	9.5 14.8	20.7 15.4	1700

Tabulka 3 Technické data hydraulického válce CDM1MF3/63/45/500A2X/B11HHEMAW



Obr. 40 hydraulický válec CDM1MF3 [10]

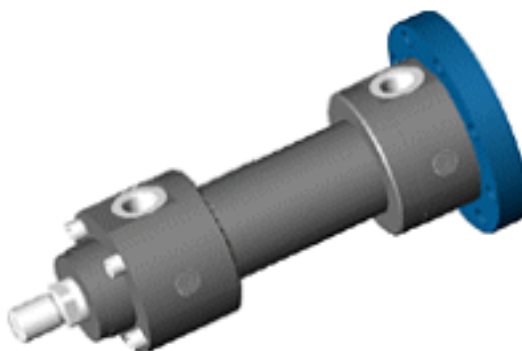
4.1.2 Volba hydraulického válce pro výsuvné destičky

Hydraulický válec bude sloužit pro vysouvání destiček, které budou oddělovat měděné vinutí od zbytku ocelových plechů. Pro návržení hydraulického válce musíme počítat se vzniklým odporem, který bude vznikat při oddělování mezi měděným vinutím a ocelovými plechy, dále třením výsuvných destiček v čelistech, dále musíme počítat s hmotností ocelových plechů, které budou výsuvné destičky oddělovat od měděného vinutí, s hmotností samotných výsuvných destiček, s hmotností výtlačné desky a s hmotností spojovacích součástí.

Navrhují proto hydraulický válec CDM1MF4/32/22/130A2X/B11CHUMAW. Z tabulky 4 (viz příloha č. 1) je vidět, že zvolený hydraulický válec má výtlačnou sílu přes 12 kN. Tato výtlačná síla bez problému překoná vzniklé odpory při separaci a bezpečně vytlačí a oddělí měděné vinutí od zbytku ocelových plechů.

Piston	Piston rod	Area ratio	Piston	Areas Rod	Ring	Force at 160 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length
ØAL mm	ØMM mm	φ A ₁ /A ₃	A ₁ cm ²	A ₂ cm ²	A ₃ cm ²	F ₁ kN	F ₂ kN	F ₃ kN	q _{v1} l/min	q _{v2} l/min	q _{v3} l/min	mm
25	14 18	1.46 2.08	4.91	1.54 2.54	3.37 2.36	7.85	2.44 4.07	5.37 3.76	2.9	0.9 1.5	2.0 1.4	600
32	18 22	1.46 1.90	8.04	2.54 3.80	5.50 4.24	12.80	4.07 6.08	8.78 6.76	4.8	1.5 2.3	3.3 2.5	800
40	22 28	1.43 1.96	12.56	3.80 6.16	8.76 6.41	20.00	6.08 9.82	14.03 10.24	7.5	2.3 3.7	5.2 3.8	1000
50	28 36	1.46 2.08	19.63	6.16 10.18	13.47 9.46	31.30	9.82 16.29	21.55 15.10	11.8	3.7 6.1	8.1 5.6	1200

Tabulka 4 Technické data hydraulického válce CDM1MF4/32/22/130A2X/B11CHUMAW



Obr. 41 Hydraulický válec CDM1MF4 [10]

4.1.3 Návrh hydraulické jednotky

Při navrhování hydraulické jednotky (obr. 33) vycházím ze zvoleného hydraulického válce pro pŕlení statorového vinutí, kde při rychlosti zdvihu hydraulického válce $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je pŕtok $Q_g = 18,7 \text{ l/min}$. Hydraulická jednotka bude pohánět všechny navržené hydraulické komponenty. Obsluha zařízení bude vždy provádět kaŕdou operaci zvlášť (pŕlení, uchycení v čelistech a následná separace). Vycházím z hydraulického válce pro pŕlení statorového vinutí, protože zde bude potřeba nejvyššího tlaku

Kontrolní výpočet pŕtoku pro zvolený hydraulický válec:

$$Q_g = V_g \cdot n_g \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

$$Q_g = V_g \cdot n_g = S \cdot v = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v$$

Kde:	V_g	$[\text{m}^3]$	geometrický objem
	n_g	$[\text{s}^{-1}]$	počet otáček hydrogenerátoru
	S	$[\text{m}^2]$	plocha pístu
	v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	jmenovitá rychlost pístu
	D	$[\text{m}]$	velký pŕměr pístu

$$Q_g = \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} \cdot 0,1$$

$$Q_g = 3,117 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_g = 18,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \gg \gg \text{ Vyhovuje}$$

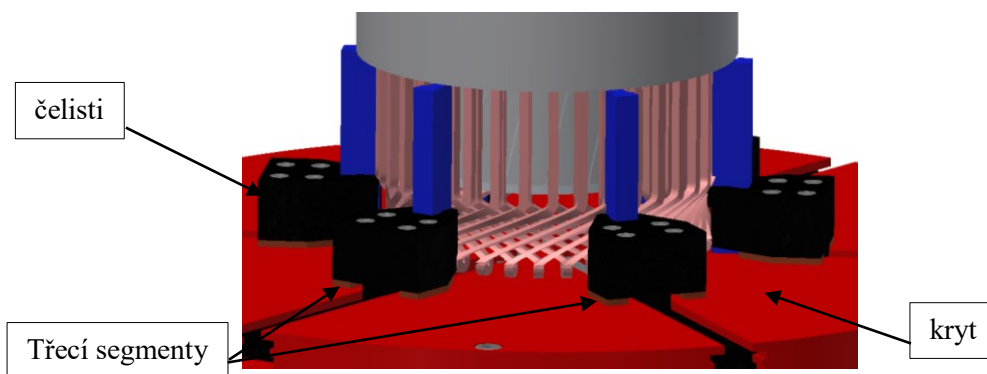
Z vypočítaného pŕtoku volím hydraulickou jednotku od firmy Bosch Rexroth s označením ABSKG-60AL9/VGF2-016/132M/1 s pŕtokem $23,2 \text{ l/min}$ a technickými parametry v tabulce č. 5. (dále viz příloha č. 2).

Pump	$q_{V \max}$ at 1450 min ⁻¹ in l/min	p_{\max} in bar	Power P at 50 Hz in kW	Electric motor frame size	Material no. without heat exchanger	Weight in kg	Material no. with heat exchanger	Weight in kg
AZPF-004	5.8	130	1.5	90L	R901299073	59	R901299074	69
		250/265 (intermittent)	3	100L	R901299071	72	R901299072	81
GF2-016	23.2	85	4	112M	R901299098	81	R901299099	90
		120	5.5	132S	R901299109	97	R901299110	105
		165	7.5	132M	R901406078	108	R901407165	116
R4-3,15-500	5.1	290	3	100L	R901299111	76	R901299112	86
R4-6,3-500	8.4	315	5.5	132S	R901299113	101	R901299114	109
R4-8,0-500	11.5	315	7.5	132M	R901407168	114	R901407170	122

Tabulka 5 Technické data hydraulické jednotky ABSKG-60AL9/VGF2-016/132M/1

4.1.4 Návrh hydraulického motoru pro pohon čelisti

Hydraulický motor bude sloužit pro pohon čelisti (obr. 30) uchopovacího zařízení. Zvolený hydraulický motor musí mít krouticí moment tak velký, aby překonal vzniklé odpory, které během upínání měděného vinutí vzniknou. A to například vzniklé tření mezi třecími segmenty a krytem (obr. 42), třením mezi labyrintem a čelistmi, zde může například dojít k náhodnému zvýšení tření nečistotou, která mohla vzniknout v předešlé separaci měděného vinutí. Dále odporem vnikajících ostrých hrotů do měděného vinutí, nebo vzniklý odpor v ozubeném soukolí.



Obr. 42 Detail čelisti

Výpočet třecí síly mezi třecími segmenty a krytem:

$$F_t = f_{ts} \cdot F_n \quad [N] \quad (4)$$

Kde: f_{ts} ...součinitel smykového tření třecího segmentu, $f_{ts}=0,2$ [-] [12]

F_n ...kolmá tlaková síla (tíha 1 čelisti včetně šroubů), $F_n = 21,7$ N

$$F_t = 0,2 \cdot 21,7 \quad [N]$$

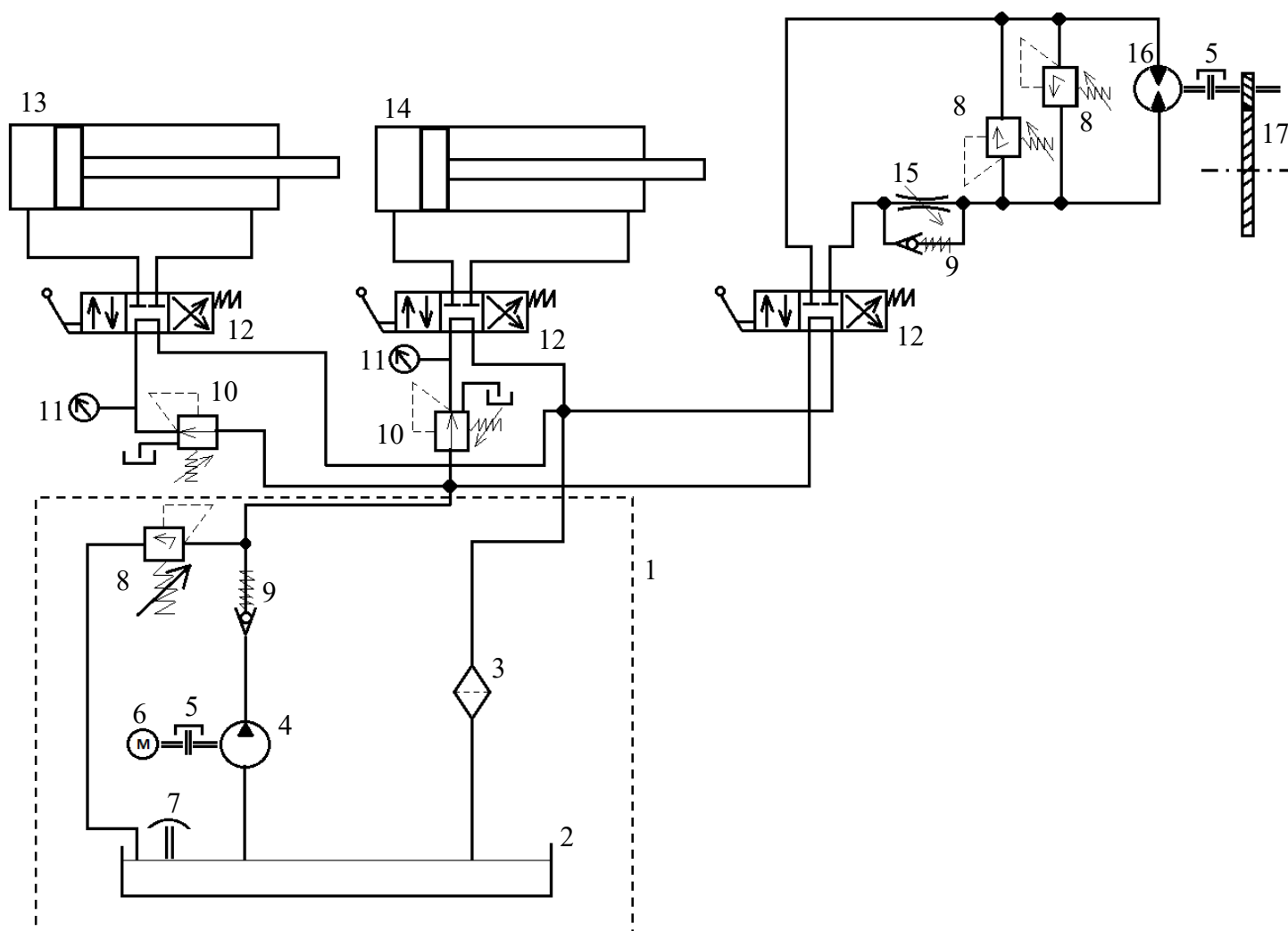
$$F_t = 4,34 \text{ N}$$

Volím hydraulický motoru s ozn. A2FM10/61W-AAB30J-S od firmy Bosch Rexroth (viz příloha č. 3) a dále podle krouticího momentu z technických dat v tabulce č. 9, kola 2 (hnaného kola) předpokládám, že bude dostatečný k překonání všech vzniklých odporů a k uchycení samotného měděného vinutí.

Size	NG		10	12	16	23	28	32	45	56
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	10.3	12	16	22.9	28.1	32	45.6	56.1
Speed maximum ¹⁾	Temperature class T3	n_{max}	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5600	5000
	Temperature class T4	n_{max}	4000	4000	4000	3150	3150	3150	2800	2500
Inlet flow ²⁾	$q_{v\ max}$	l/min	82	96	128	144	177	202	255	281
Torque ³⁾	at $\Delta p = 350$ bar	T	57	67	89	128	157	178	254	313
	at $\Delta p = 400$ bar	T	66	76	102	146	179	204	290	357
Rotary stiffness	c_{min}	kNm/rad	0.92	1.25	1.59	2.56	2.93	3.12	4.18	5.94
Moment of inertia for rotary group	J_{Tw}	kgm ²	0.0004	0.0004	0.0004	0.0012	0.0012	0.0012	0.0024	0.0042
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	5000	5000	5000	6500	6500	6500	14600	7500
Case volume	V	l	0.17	0.17	0.17	0.20	0.20	0.20	0.33	0.45
Weight approx.	m	kg	5.4	5.4	5.4	9.5	9.5	9.5	13.5	18

Tabulka 6 Technická data hydraulického motoru A2FM10/61W-AAB30J-S

4.2 Schéma hydraulického obvodu



Obr. 43 Schéma hydraulického obvodu

1-hydraulická jednotka, 2-nádrž, 3-zpětný (odpadní) filtr, 4-čerpadlo, 5-spojka, 6-el. motor, 7-plnicí a odvzdušňovací filtr, 8-pojistný ventil, 9-jednosměrný ventil, 10-redukční ventil, 11-tlakoměr, 12-rozvaděč, 13-hydraulický válec CDM1MF3, 14-hydraulický válec CDM1MF4, 15-škrticí ventil, 16-hydraulický motor, 17-ozubené soukolí

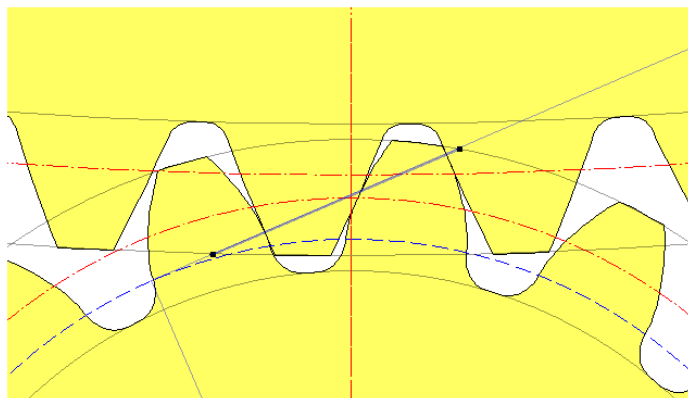
4.3 Návrh a výpočet ozubeného soukolí

Návrh ozubeného soukolí jsem provedl v programu Autodesk Inventor 2014, pomocí generátoru ozubených kol. V následující tabulkách můžeme vidět informace navrženého soukolí vygenerované programem Autodesk Inventor 2014.

Společné parametry:

Převodový poměr	i	9,0625 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	9,0000 ul
Modul	m	3,000 mm
Úhel sklonu	β	30,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	280,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	278,860 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,3843 ul
Rozteč zubů	p	9,425 mm
Základní rozteč	p_{tb}	10,033 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,7227 deg
Čelní úhel profilu	α_t	22,7959 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	23,3446 deg
Základní úhel sklonu	β_b	28,0243 deg
Čelní modul	m_t	3,464 mm
Čelní rozteč	p_t	10,883 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,6830 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,3567 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,3263 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0120 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0060 mm

Tabulka 7 Společné parametry ozubeného soukolí

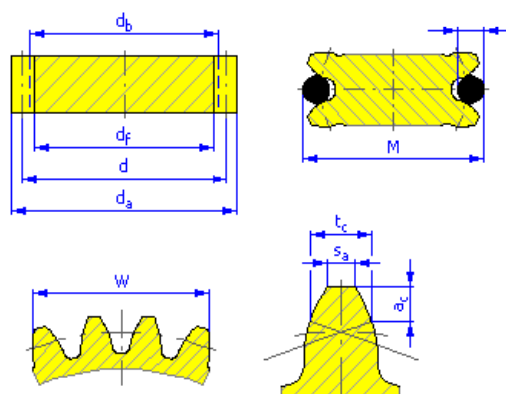


Obr. 44 Sít' zubů

Kola:

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Žádný model
Počet zubů	z	16 ul	145 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,3843 ul
Průměr roztečné kružnice	d	55,426 mm	502,295 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	61,400 mm	510,574 mm
Průměr patní kružnice	d _f	47,926 mm	497,100 mm
Průměr základní kružnice	d _b	51,096 mm	463,061 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	55,652 mm	504,348 mm
Šířka ozubení	b	25,000 mm	25,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,4511 ul	0,0498 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3335 ul	0,3335 ul
Tloušťka zubu	s	4,712 mm	5,552 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	5,441 mm	6,410 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	4,161 mm	4,902 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	2,230 mm	3,248 mm
Rozměr přes zuby	W	23,152 mm	226,932 mm
Rozměr přes zuby	z _w	3,000 ul	25,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	65,356 mm	514,955 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	6,000 mm	6,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0120 mm	0,0130 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0210 mm	0,0370 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0085 mm	0,0100 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0080 mm	0,0095 mm
Náhradní počet zubů	z _v	23,709 ul	214,864 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	71,127 mm	644,592 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	77,101 mm	652,872 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	66,838 mm	605,718 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	0,5293 ul	-3,9921 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-0,3562 ul	-11,5366 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _{cl}	-0,5279 ul	-11,7084 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0043 ul	0,0043 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,6902 ul	0,7998 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	31,9766 deg	22,4138 deg

Tabulka 8 Parametry kola 1 a kola 2



Obr. 45 Schéma ozubeného kola

Zatížení:

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	13,260 kW	12,995 kW
Otáčky	n	2230,00 rpm	246,07 rpm
Krouticí moment	T	56,782 N m	504,294 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	880,705 N	
Obvodová síla	F_t	2040,600 N	
Axiální síla	F_a	1178,141 N	
Normální síla	F_n	2519,268 N	
Obvodová rychlost	v	6,472 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	24395,242 rpm	

Tabulka 9 Zatížení kola 1 a kola 2

Otáčky kola 1 (hnací) jsem zvolil podle zvolených hydraulických komponentů.

Výpočet otáček hnacího kola:

$$n_1 = \frac{q_{vh} \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g} \quad [ot \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

Kde: q_{vh} [l/min] průtok hydraulické jednotky, $q_{vh}=23,2$ l/min
 η_v [-] objemová účinnost, $\eta_v=0,99$ [-]
 V_g [cm³] geometrický objem $V_g=10,3$ cm³

$$n_1 = \frac{23,2 \cdot 1000 \cdot 0,99}{10,3}$$

$$n_1 = 2229,9 \text{ ot} \cdot s^{-1}$$

Zadaný hydraulický výkon pro kolo 1 jsem vypočítal z následující rovnice:

$$P_w = \frac{2\pi \cdot T_{hm} \cdot n}{60000} \quad [kW] \quad (6)$$

Kde: T_{hm} [Nm] Točivý moment hydromotoru, $T_{hm}=57$ Nm
 (tabulka 6)

$$P_w = \frac{2\pi \cdot 57 \cdot 2229,9}{60000} \quad [kW]$$

$$P_w = 13,26 \text{ kW}$$

Materiál soukolí:

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 16526	CSN 16526
Mez pevnosti v tahu	S_u	1130 MPa	1130 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	885 MPa	885 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740,0 MPa	740,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1330,0 MPa	1330,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

Tabulka 10 Materiálové hodnoty kola 1 a kola 2

Výpočet pevnosti:

Součinitelé přidavných zatížení:

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,145 ul	1,145 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,328 ul	1,217 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,316 ul	1,316 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Tabulka 11 Součinitelé přidavných zatížení

Součinitelé pro dotyk:

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,194 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,859 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,988 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,931 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_w	1,000 ul	

Tabulka 12 Součinitelé pro dotyk

Součinitelé pro ohyb:

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,693 ul	2,072 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,604 ul	2,005 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,750 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,681 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,232 ul	1,292 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Tabulka 13 Součinitelé pro ohyb

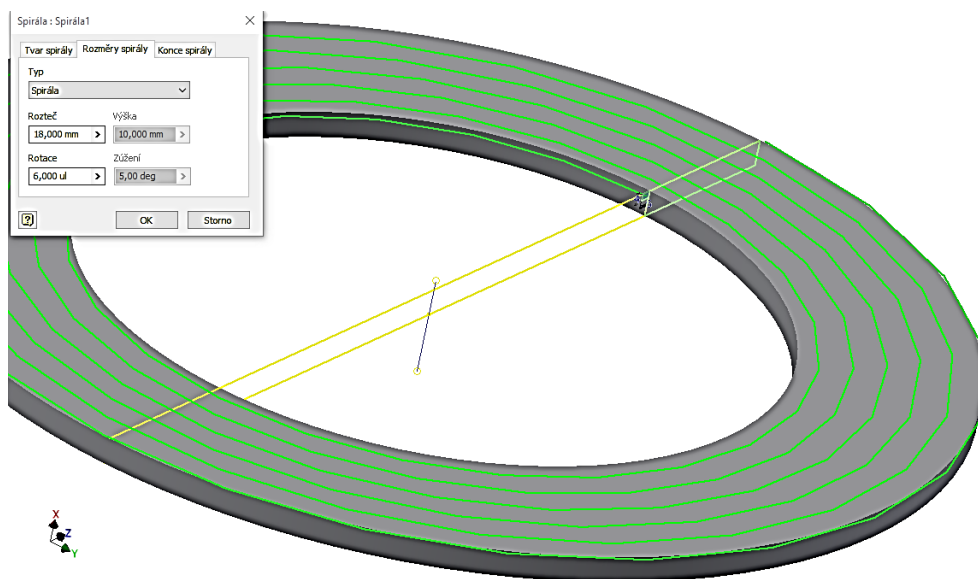
Výsledky:

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,927 ul	1,927 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	6,901 ul	7,528 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	3,669 ul	3,669 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	14,000 ul	14,563 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Tabulka 14 Výsledky bezpečnosti navrženého soukolí

4.4 Výpočet rychlosti posuvu čelisti

Rychlost posuvu čelisti bude záviset na stoupání labyrintu a otáček ozubeného kola 2, které je přímo spojeno s labyrintem. Podle tabulky 9 zjistíme potřebné otáčky kola 2 a podle obrázku 46 potřebnou rozteč labyrintu.



Obr. 46 Labyrint

Výpočet rychlosti čelisti:

$$v_{\xi} = P_{hL} \cdot n_2 [mm \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

Kde: P_{hL} [mm] stoupání labyrintu, $p_{hL}=18$ mm
 n_2 [ot/s] otáčky ozubeného kola 2, $n_2=4,1$ ot/s

$$v_{\xi} = 18 \cdot 4,1 = \mathbf{73,82 \text{ mm} \cdot s^{-1}}$$

Rychlost posuvu čelisti bude 73,82 mm/s. Tato rychlost je přiměřená k dané operaci.

4.5 Návrh spojovacích součástí na zařízení pŕlících statorová vinutí

Navrhuji v případě zapřičení nože, který by v tu chvíli tlačil hydraulický válec vzhůru silou na který je hydraulický válec nastaven, tudíž $F_p=10\,000\text{N}$

4.5.1 Návrh velikosti šroubu k uchycení vodící tyče a poklopu:

Umístění šroubů můžeme vidět na obr. 47.

$$\sigma_{dovt} = \frac{R_e}{k_s} [MPa] \quad (8)$$

Kde: σ_{dovt} [MPa] dovolené napětí v tahu
 R_e [MPa] mez kluzu v tahu, z tabulky 15 pro pevnostní třídu 8.8 (podle působící síly, předpokládám $d>16$ mm) je $R_e=660$ MPa
 k_s [-] bezpečnost k mezi kluzu, z [13] volím $k_s=1,8$

$$\sigma_{dovt} = \frac{660}{1,8} [MPa]$$

$$\sigma_{dovt} = \mathbf{366,7 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_t \cdot \beta_k = \frac{F_{p1}}{S} \cdot \beta_k = \frac{F_{p1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \beta_k [MPa] \quad (9)$$

Mechanické vlastnosti		Pevnostní třída										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 ¹⁾	8.8 ²⁾	9.8 ³⁾	10.9	12.9
Pevnost v tahu R_m [MPa]	jmen	300	400		500		600	800		800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Mez kluzu R_e [MPa]	min	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	min	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1100
Tažnost v [%]	min	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8
Tvrdost Brinell BV	min	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max	238						304	318	342	361	414
1) platí pro šrouby s $d \leq 16$ [mm]												
2) platí pro šrouby s $d > 16$ [mm]												
3) platí pro šrouby s $d \leq 16$ [mm]												

Tabulka 15 Mechanické vlastnosti šroubů[14]

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt} \rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{p1} \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{dovt}}} \quad [mm] \quad (10)$$

Kde:	F_{p1}	[N]	provozní tlak na 1 šroub
	β_k	[-]	součinitel přidavného krutu, z [13] volím $\beta_k=1,3$
	d_3	[mm]	malý průměr závitu šroubu
	σ_t	[MPa]	napětí v tahu
	σ_{red}	[MPa]	redukováné napětí

Výpočet provozního tlaku na 1 šroub:

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{F_p}{i} \quad (11)$$

Kde:	F_p	[N]	vzniklá provozní síla od hydraulického válce, $F_p=10\,000$ N
	i	[-]	počet šroubů, $i=4$

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{10000}{4} \quad [N]$$

$$F_{p1} = 3000 \text{ N}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 3000 \cdot 1,3}{\pi \cdot 366,7}}$$

$$d_3 \geq 3,68 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4013 je nejbližší vyšší $d_3=3,887 \rightarrow$ šroub M4,5.

Podle velikosti působící síly a vlastního citu, počítám s větší bezpečností, a proto volím šroub M18 x 80 ISO 4017.

Stejný průměr šroubu volím i do spodní částí spojující vodící tyč s pracovní deskou. Šroub bude, kvůli umístění se zápusťnou hlavou, s označením M18 x 80 ISO 4762 (obr. 48).

Parametry šroubu M18 [8]

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr (jmenovitý průměr) závitu	d	18	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	16,376	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	14,933	[mm]
Rozteč	P	2,5	[mm]
Stoupání	P_h	2,5	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]

Tabulka 16 Parametry šroubu M18

Pevnostní kontrola navrženého šroubu:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt}$$

Podle HMH hypotézy pro redukované napětí platí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} < \sigma_{dovt} \quad [MPa] \quad (12)$$

Kde: τ [MPa] smykové napětí
 σ_t [MPa] napětí v tahu

Výpočet napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_{p1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (13)$$

$$\sigma_t = \frac{3000}{\frac{\pi \cdot 14,933^3}{4}} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_t = 1,15 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{F_{p1} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad [\text{MPa}] \quad (14)$$

Kde:	Mz	[Nm]	krouticí moment namáhající šroub
	Wk	[mm ³]	modul odporu průřezu v krutu
	γ	[°]	úhel stoupání závitu
	φ'	[°]	úhel tření v závitu
	d ₃	[mm]	malý průměr závitu

Výpočet úhlu stoupání v závitu:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) \quad [^\circ] \quad (15)$$

Kde:	P _h	[mm]	stoupání závitu, z tab. 16 P _h = 2,5 mm
	d ₂	[mm]	střední průměr závitu, z tab. 16 d ₂ = 16,376 mm

$$\gamma = \arctg\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 16,376}\right) \quad [^\circ]$$

$$\gamma = 2,78^\circ$$

Výpočet úhlu tření v závitu:

$$\varphi' = \arctgf'_z \quad [^\circ] \quad (16)$$

Kde: f_z' [-] součinitel tření v závitové drážce
 f_z [-] součinitel smykového tření na závitu, z tabulky 17
 pro závity nemazané, pro neupravený povrch matice
 i šroubu volím $f_z = 0,27$

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel tření na závitu f_z u závitů		
		nemazaných	mazaných olejem	mazaných pastou MoS ₂
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24	0,12 ÷ 0,18
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,17
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28	0,16 ÷ 0,23
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18	0,11 ÷ 0,16
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17	0,13 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13

Tabulka 17 Součinitel smykového tření na závitu

Výpočet součinitele tření v závitové drážce:

$$f_z' = \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad [-] \quad (17)$$

$$f_z' = \frac{0,27}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} \quad [-]$$

$$f_z' = 0,31$$

Podle rovnice (16):

$$\varphi' = \arctg 0,31 \quad [^\circ]$$

$$\varphi' = 17,22^\circ$$

Podle rovnice (14):

$$\tau = \frac{3000 \cdot \frac{16,376}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,78 + 17,22)}{\frac{\pi \cdot 14,933^3}{16}} \quad [MPa]$$

$$\tau = 13,67 \text{ MPa}$$

Podle rovnice (12):

$$\sigma_{red} = \sqrt{1,15^2 + 3 \cdot 13,67^2} < 366,7 \quad [MPa]$$

$$\sigma_{red} = 23,7 \text{ MPa}$$

Podle podmínky:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt}$$

$$23,7 \text{ MPa} \leq 366,7 \text{ MPa} \gg \gg \text{Vyhovuje}$$

4.5.2 Návrh velikosti šroubu k uchycení hydraulického válce s poklopem

Umístění šroubů můžeme vidět na obr. 47.

Výpočet provozního tlaku na 1 šroub dle (11):

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{F_p}{i}$$

Kde: F_p [N]

vzniklá provozní síla od hydraulického válce,

$$F_p = 10\,000 \text{ N}$$

i [-]

počet šroubů, $i=8$

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{10000}{8} \quad [N]$$

$$F_{p1} = 1500 \text{ N}$$

Výpočet dovoleného napětí v tahu dle (8):

Kde: R_e [MPa]

mez kluzu v tahu, z tabulky 15 pro pevnostní

třídu 8.8 (podle působící síly, předpokládám

$d < 16 \text{ mm}$) je $R_e = 640 \text{ MPa}$

k_s [-]

bezpečnost k mezi kluzu, z [13] volím $k_s = 1,8$

$$\sigma_{dovt} = \frac{640}{1,8} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{dovt} = 355,56 \text{ MPa}$$

Určení malého průměru dle (10):

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1500 \cdot 1,3}{\pi \cdot 355,56}} \quad [mm]$$

$$d_3 \geq 2,158 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4013 je nejbližší vyšší $d_3=2,387 \rightarrow$ šroub M3.

Podle velikosti působící síly a vlastního citu, počítám s větší bezpečností, a proto volím šroub M12 x 80 ISO 4014.

Parametry šroubu M12 [8]

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr (jmenovitý průměr) závitu	d	12	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	11,026	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	10,376	[mm]
Rozteč	P	1,5	[mm]
Stoupání	P_h	1,5	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]

Tabulka 18 Parametry šroubu M12

Pevnostní kontrola navrženého šroubu:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt}$$

Výpočet napětí v tahu dle (13):

$$\sigma_t = \frac{1500}{\frac{\pi \cdot 10,376^2}{4}} \quad [MPa]$$

$$\sigma_t = 17,7 \text{ MPa}$$

Výpočet úhlu stoupání v závitu dle(15):

Kde: P_h [mm] stoupání závitu, z tab. 18 $P_h = 1,5$ mm
 d_2 [mm] střední průměr závitu, z tab. 18 $d_2 = 11,026$ mm

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 11,026}\right) \quad [^\circ]$$

$$\gamma = 2,48^\circ$$

Výpočet úhlu tření v závitu dle (16):

Bude stejný jako u předchozího výpočtu.

$$\varphi' = 17,22^\circ$$

Výpočet smykového napětí dle (14):

$$\tau = \frac{1500 \cdot \frac{11,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 17,22)}{\frac{\pi \cdot 10,376^3}{16}} \quad [MPa]$$

$$\tau = 13,5 \text{ MPa}$$

Podle HMM hypotézy pro redukované napětí platí dle (12):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} < \sigma_{dovt} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{17,7^2 + 3 \cdot 13,5^2} < 355,56 \quad [MPa]$$

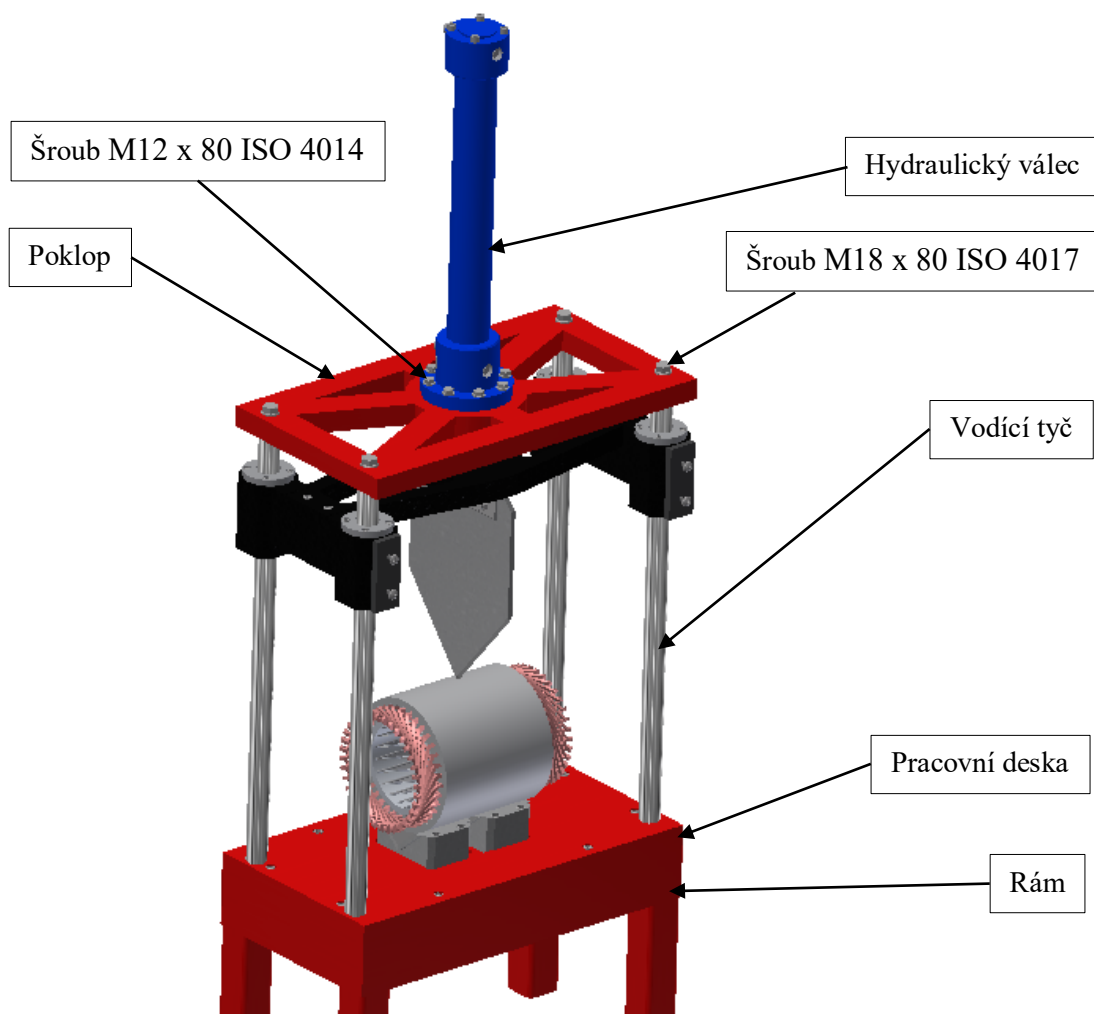
$$\sigma_{red} = 29,33 \text{ MPa}$$

Podle podmínky (10):

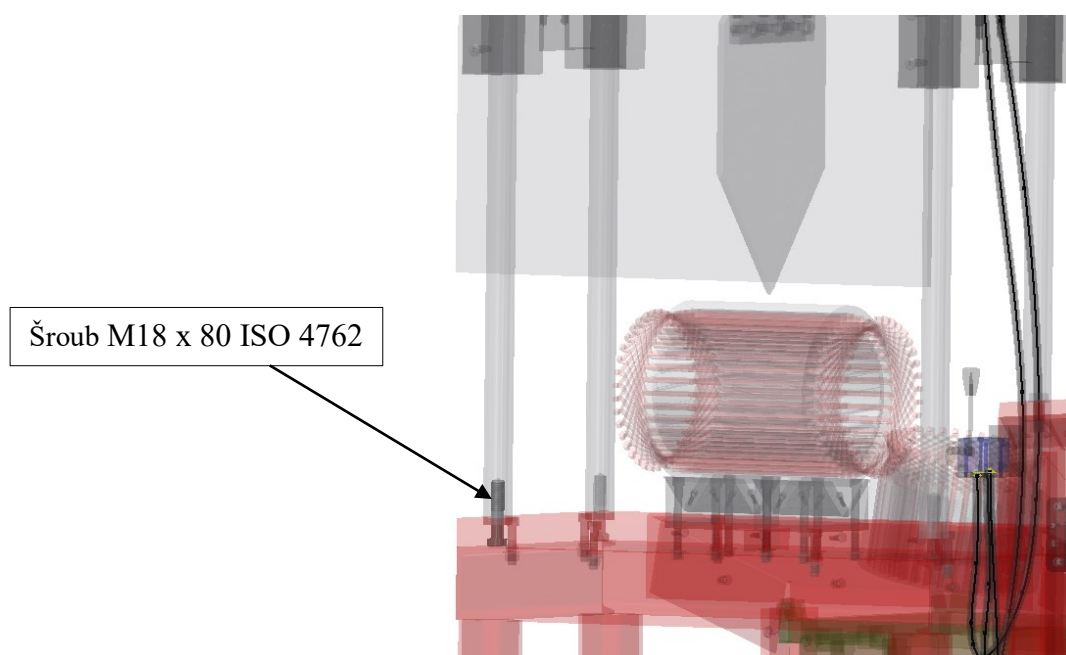
$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt}$$

$$29,33 \text{ MPa} \leq 355,56 \text{ MPa} \gg \gg \textbf{Vyhovuje}$$

Umístění navržených šroubů



Obr. 47 Detail umístění šroubů na půlicím mechanismu

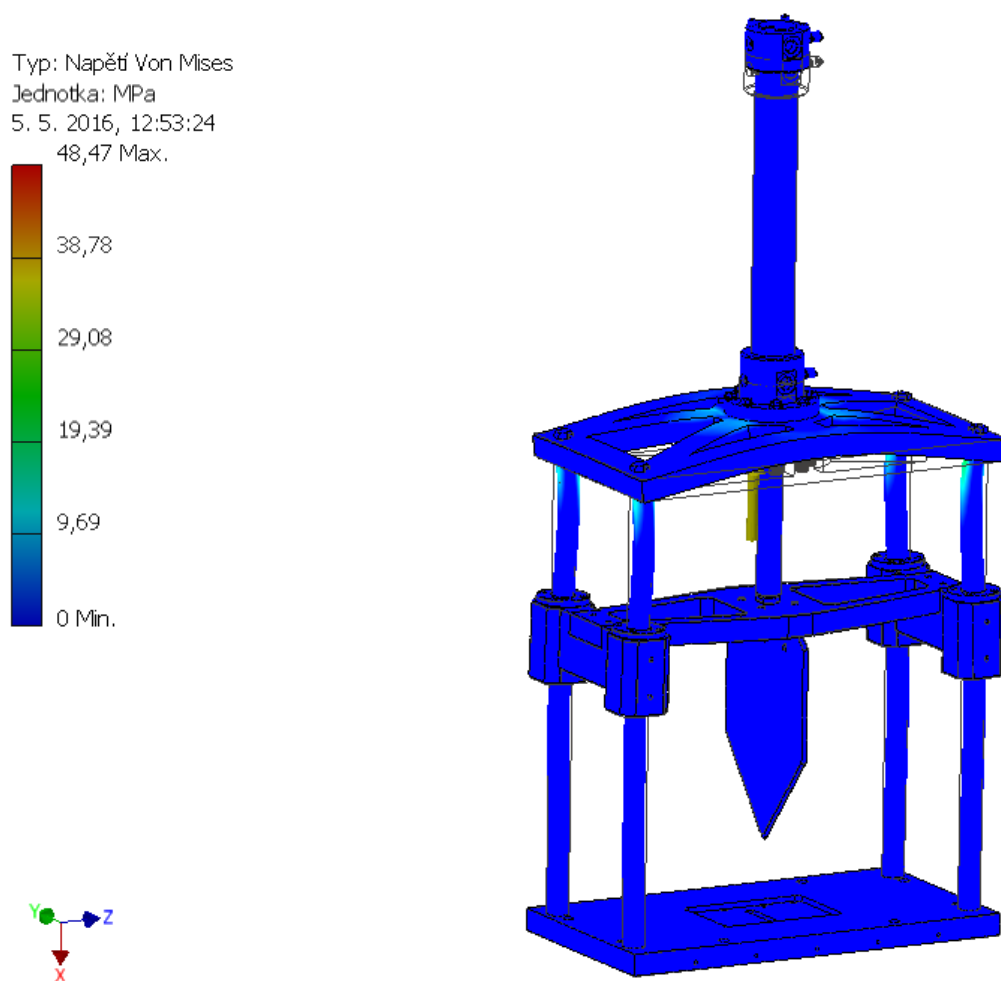


Obr. 48 Detail umístění šroubu M18 x 80 ISO 4762

4.5.3 MKP analýza zařízení pro půlení satorových vinutí

V programu Autodesk Inventor 2014 jsem si vytvořil pevnostní analýzu podle navržených spojovacích součástí, kde můžeme vidět vzniklé napětí v daném šroubovém spoji a následné posunutí v případě zapříčení nože, v té chvíli by síla vytlačovala hydraulický válec vzhůru silou 10 000 N.

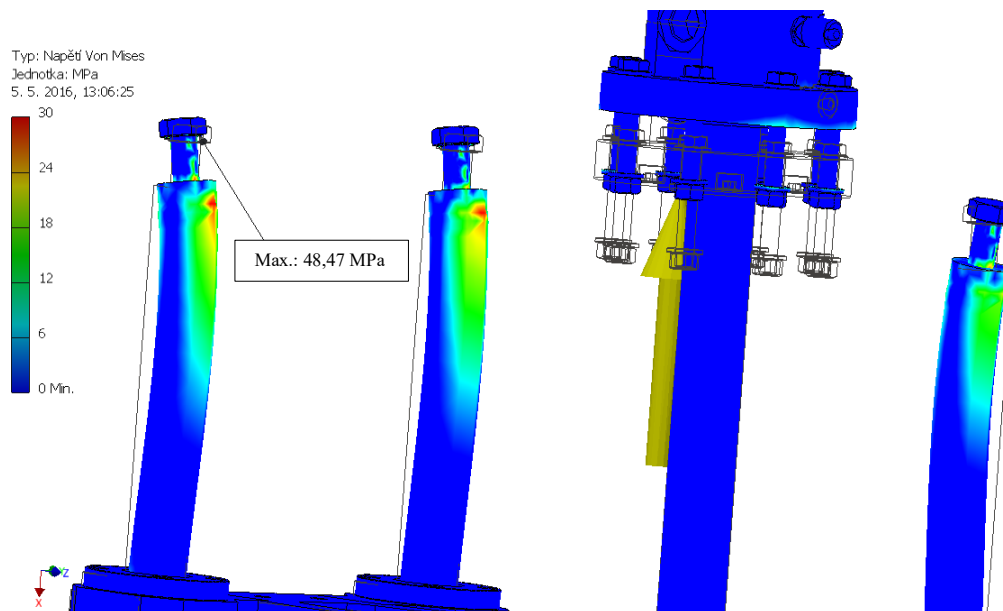
Výsledná MKP analýza:



Obr. 49 Výsledná MKP analýza půlicího zařízení

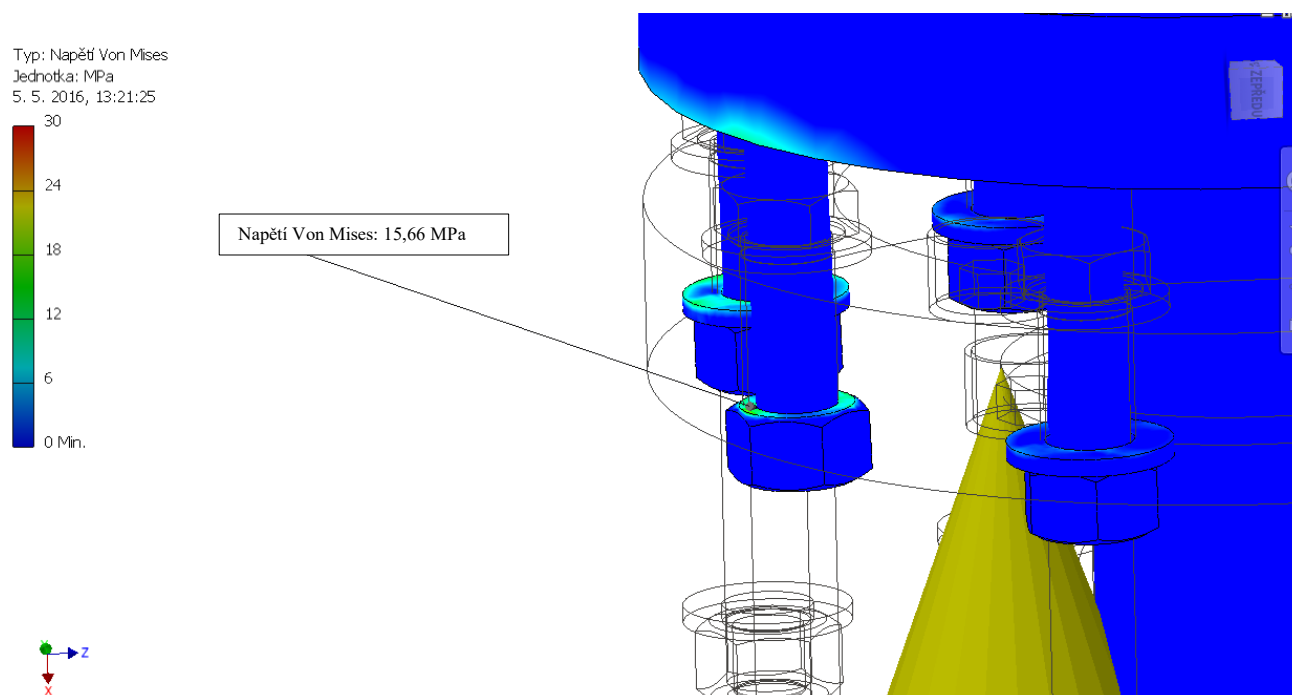
Největší napětí vzniklo pod šroubem M18 x 80 ISO 4017 spojující vodící tyč s poklopem. Velikost napětí dosáhla 48,47 MPa. Pro barevnost je panel barev upraven na 30 MPa.

Detail vzniklého napětí na šroubu M18 x 80 ISO 4017:



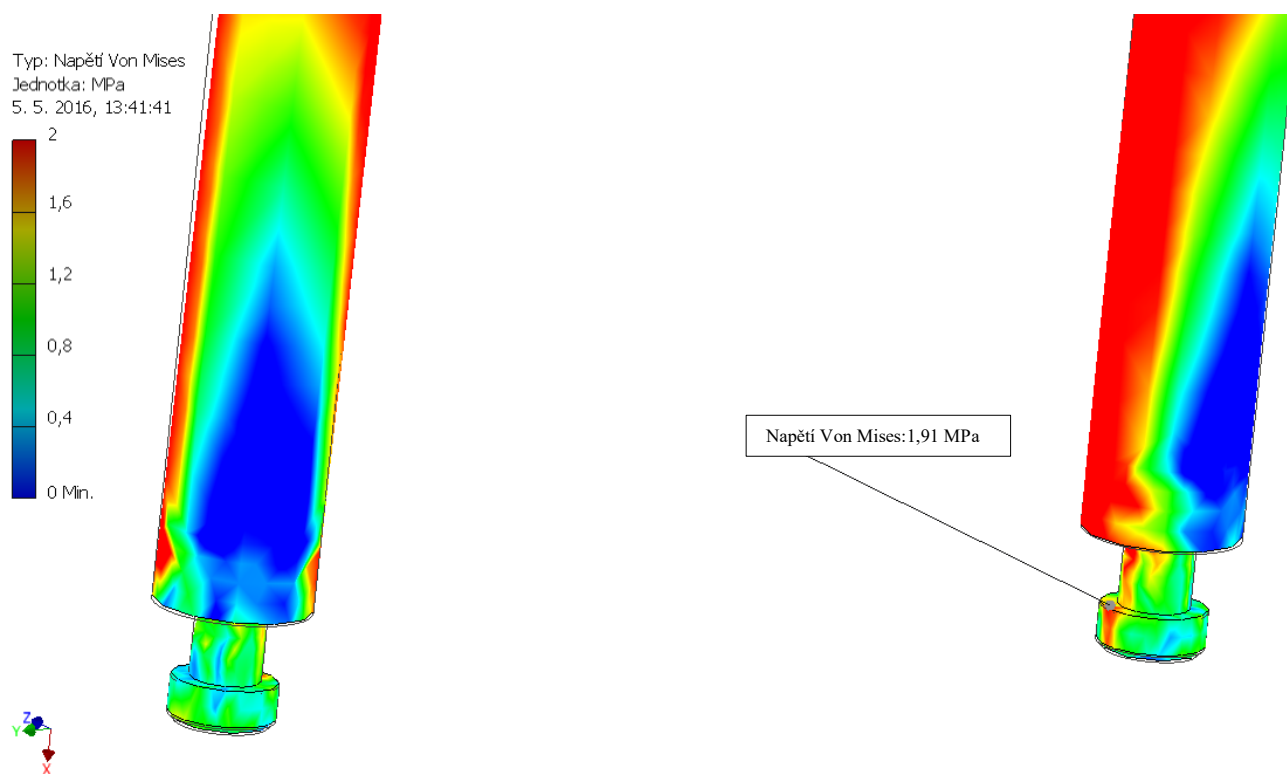
Obr. 50 Detail napětí na šroubu M18 x 80 spojující vodící tyč s poklopem

Detail vzniklého napětí na šroubu M12 x 80 ISO 4014 spojujícího hydraulický válec s poklopem:



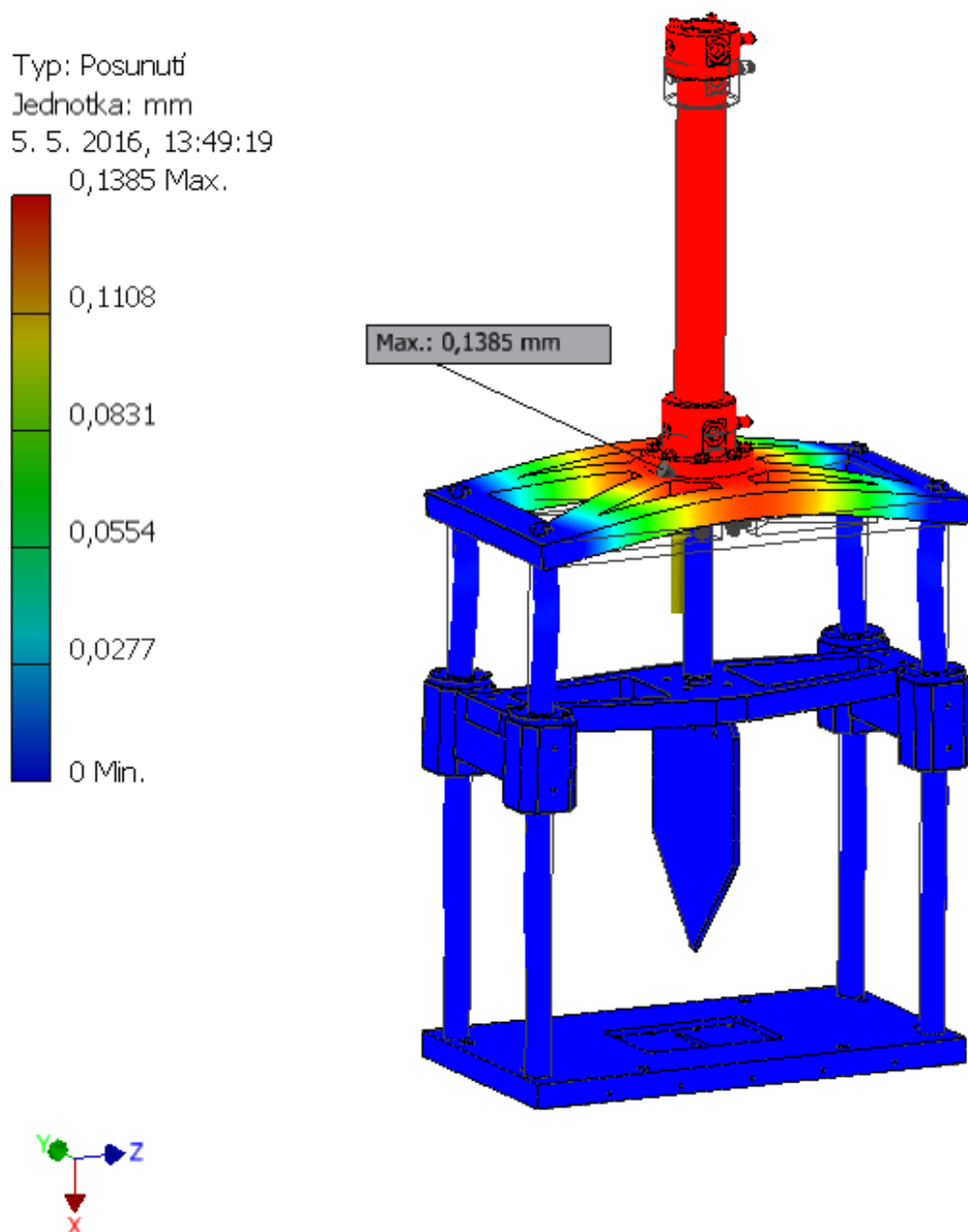
Obr. 51 Detail napětí na šroubu M12 x 80 spojující hydraulický válec s poklopem

Detail vzniklého napětí na šroubu M18 x 80 ISO 4762 spojujícího vodící tyč s pracovní deskou:



Obr. 52 Detail napětí na šroubu M18 x 80 spojující vodící tyč s pracovní deskou

Zde můžeme vidět, v jakém místě vznikne největší posunutí:



Obr. 53 Vzniklé posunutí v MKP analýze

5. Závěr

Cílem práce bylo vypracovat projekčně-konstrukční návrh zařízení pro recyklaci statorových vinutí vyřazených elektromotorů jako kovového odpadu. Zařízení se bude sestávat z dělicího zařízení a separátoru měděného statorového vinutí. Podle zadaných parametrů maximálního vnějšího průměru statorového vinutí a hmotnosti, jsem navrhl recyklační zařízení.

Během návrhu postupu při konstruování, jsem zvolil nejvhodnější variantu řešení a tu následně vypracoval do detailů.

Dělicí část zařízení seskládá z hydraulického válce, zvoleného na základě MKP analýzy vytvořenou v programu Autodesk Inventor 2015. Půlení statorového vinutí obstarává ocelový nůž šípovitého tvaru, připevněný k válci. Rozpůlené části statorového vinutí jsou vyhozeny po tzv. skluzu do připraveného kontejneru. Při půlení statorového vinutí, kde může vzniknout nebezpečí odletu ocelových elementů, je dělicí zařízení opatřeno plexisklem. Další hydraulické komponenty, jako je například hydraulická jednotka, rozvaděče pro řízení hydraulického válce byly vybrány z katalogu firmy Bosch Rexroth.

Separační část zařízení seskládá z uchopovacího zařízení ovládaného jedním hydraulickým válcem a hydraulickým motorem. Hydraulický motor ovládá pohyb čelisti, přes labyrint, ozubené soukolí, hřídel a bezvůlovou spojku zajišťující vyrovnaní případné nesouososti. Čelisti slouží k uchycení, již rozpůlené části, měděného vinutí. Hydraulický válec následně přes výtlačnou desku vytlačí výsuvné destičky z čelistí a oddělí měděné vinutí od zbytku ocelových plechů. Pro jednotlivé operace jsem zvolil pákové ovládání rozvaděčů.

V případě půlení statorového vinutí, by mohlo dojít k zapříčení nože, v tu chvíli by síla tlačila proti a hydraulický válec by byl vytlačován vzhůru. Proto jsem navrhl spojovací součásti, udělal pevnostní kontrolu a následně vytvořil MKP analýzu. Díky této analýze jde vidět nejvíce namáhané části, kterou je spojení vodící tyče s poklopem. Splňuje však podmínky minimální bezpečnosti a tím teda vyhovuje.

6. Seznam použité literatury a internetových zdrojů

- [1] *Elektroodpady* [online]. Trutnov: Dohnal s.r.o., 2016 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.elektroodpady-dohnal.cz/elektromotory>
- [2] Recyklace alternátorů a motorů. *Vlček trade* [online]. Velká Bíteš: Vlček trade, s.r.o., 2006 [cit. 2016-04-23]. Dostupné z: <http://www.vlcektrade.com/20100831105/Recyklace-alternatoru-a-motoru.html>
- [3] *Motor Recycler MW 808* [online]. Korea, 2013 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://thkorea.co.kr/>
- [4] Recycling. *M-recycling* [online]. Taizhou City, 2003 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://m-recycling.com/>
- [5] Separátor statorových vinutí. *Prisma-longo* [online]. Italy: Prisma di longo F. & C. S. a.s., 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.prisma-longo.com/home.php>
- [6] HUBKA, Vladimír. *Konstrukční nauka: obecný model postupu při konstruování*. Překlad Stanislav Hosnedl. Praha: Konservis, 1991, 104 s. Workshop Design Konstruktion. ISBN 80-901-1350-8.
- [7] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0113-2.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [9] KOPÁČEK, Jaroslav. *Mechanické a hydraulické převody: hydraulické převody*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-7078-413-X.
- [10] Bosch Rexroth: Průmyslová hydraulika. *Bosch Rexroth: Průmyslová hydraulika* [online]. Brno: Bosch Rexroth spol. s r.o., 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: www.boschrexroth.com
- [11] Strojírenství a ostatní průmysl: Polyetylen PE 1000. *TITAN MULTIPLAST: Průmyslová hydraulika* [online]. Česká republika: TITAN - MULTIPLAST s.r.o., 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.titan-multiplast.cz/>
- [12] SOUČINITEL TŘENÍ: Polyetylén-ocel. *E-konstrukter: Vlastnosti látek a materiálů* [online]. Česká republika: Petr Filip, 2013 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/>
- [13] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.

- [14] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [15] ČSN 42 3001. *MĚŘ ELEKTROVODNÁ*. Československo: normservis, 1991.

7. Seznam tabulek

Tabulka 1 Specifikace požadavků [6]	25
Tabulka 2 Orgánová struktura (koncepční schéma) [6]	30
Tabulka 3 Technické data hydraulického válce CDM1MF3/63/45/500A2X/B11HHEMAW	40
Tabulka 4 Technické data hydraulického válce CDM1MF4/32/22/130A2X/B11CHUMAW	41
Tabulka 5 Technické data hydraulické jednotky ABSKG-60AL9/VGF2-016/132M/142	
Tabulka 6 Technická data hydraulického motoru A2FM10/61W-AAB30J-S.....	44
Tabulka 7 Společné parametry ozubeného soukolí	45
Tabulka 8 Parametry kola 1 a kola 2	46
Tabulka 9 Zatížení kola 1 a kola 2.....	47
Tabulka 10 Materiálové hodnoty kola 1 a kola 2	48
Tabulka 11 Součinitelé přídatných zatížení	48
Tabulka 12 Součinitelé pro dotyk.....	48
Tabulka 13 Součinitelé pro ohyb.....	49
Tabulka 14 Výsledky bezpečnosti navrženého soukolí	49
Tabulka 15 Mechanické vlastnosti šroubů[14].....	51
Tabulka 16 Parametry šroubu M18	52
Tabulka 17 Součinitel smykového tření na závitu.....	54
Tabulka 18 Parametry šroubu M12	56

8. Seznam obrázků

Obr. 1 Linka pro recyklaci elektromotorů a alternátorů [2]	15
Obr. 2 Materiál na vstupu [2]	16
Obr. 3 Materiál na výstupu [2]	16
Obr. 4 Linka pro recyklaci elektromotoru od firmy Mayslynn [4].....	16
Obr. 5 Separátor elektromotorů MW 808 [3].....	17
Obr. 6 Detail separace mědi od zbytku oceli [3]	17
Obr. 7 Detail půlení statorového vinutí [3]	17
Obr. 8 Separátor elektromotorů DZ-4 [4]	18
Obr. 9 Detail separace měděných drátů [4].....	18
Obr. 10 Detail půlení statorového vinutí [4]	18
Obr. 11 Separátor elektromotorů ZTJ-4 [4]	19
Obr. 12 Detail odsekávání měděného vinutí [4].....	19
Obr. 13 Odseknuté statorové vinutí [4].....	19
Obr. 14 Separátor elektromotorů LTJ-5 [4]	20
Obr. 15 Detail vytahování měděného vinutí drapákem [4].....	20
Obr. 16 Separátor elektromotorů DZ-2 [4]	21
Obr. 17 Detail uchopení statorového vinutí [4].....	21
Obr. 18 Separované statorové vinutí [4]	21
Obr. 19 Separátor elektromotorů EM-100 [5].....	22
Obr. 20 Postup separace měděného vinutí [5]	22
Obr. 21 Černá skříňka [6]	25
Obr. 22 Technický proces (blokové schéma) [6].....	26
Obr. 23 Separátor statorového vinutí - morfologická matice [6].....	28
Obr. 24 Recyklační zařízení pro vyřazené elektromotory - úplná stavební struktura (konstrukční návrh).....	30
Obr. 25 Detail části zařízení pro půlení statorového vinutí.....	31
Obr. 26 Detail zařízení pro separaci měděného vinutí.....	32

Obr. 27 Detail výsuvných destiček v poloze před vytlačením	33
Obr. 28 Detail výsuvných destiček v poloze po vytlačení	33
Obr. 29 Prvotní návrh upínacího mechanismu	34
Obr. 30 Konečný návrh upínacího mechanismu	34
Obr. 31 Řez upínacího mechanismu	35
Obr. 32 Detail řezu upínacího mechanismu	35
Obr. 33 Pohled na zadní část zařízení	36
Obr. 34 Schéma hydraulického válce	37
Obr. 35 Složky napětí a konstrukce Mohrovy kružnice	38
Obr. 36 Zatížení nože silou 3200N	39
Obr. 37 Model statorového vinutí a nože	39
Obr. 38 Vzniklé napětí na měděném vinutí	39
Obr. 39 hydraulický válec CDM1MF3	40
Obr. 40 Detail vzniklého napětí na měděném vinutí	40
Obr. 41 Hydraulický válec CDM1MF4 [10]	41
Obr. 42 Detail čelisti	43
Obr. 43 Schéma hydraulického obvodu	44
Obr. 44 Síť zubů	45
Obr. 45 Schéma ozubeného kola	46
Obr. 46 Labyrint	49
Obr. 47 Detail umístění šroubů na pŕlicím mechanismu	58
Obr. 48 Detail umístění šroubu M18 x 80 ISO 4762	58
Obr. 49 Výsledná MKP analýza pŕlicího zařízení	59
Obr. 50 Detail napětí na šroubu M18 x 80 spojující vodící tyč s poklopem	60
Obr. 51 Detail napětí na šroubu M12 x 80 spojující hydraulický válec s poklopem ...	60
Obr. 52 Detail napětí na šroubu M18 x 80 spojující vodící tyč s pracovní deskou	61
Obr. 53 Vzniklé posunutí v MKP analýze	62

9. Seznam příloh

Příloha č. 1 – Katalogový list hydraulického válce od firmy Bosch Rexroth

Příloha č. 2 – Katalogový list hydraulické jednotky od firmy Bosch Rexroth

Příloha č. 3 – Katalogový list hydraulického motoru od firmy Bosch Rexroth

Příloha č. 4 – Mechanické vlastnosti elektrovodivé mědi

Příloha č. 5 – Označení a popis Hydraulické jednotky

Příloha č. 6 – Označení a popis Hydraulického válce pro půlení statorového vinutí

Příloha č. 7 – Výkres – Separační zařízení – DP_00_GEL0027_01

Příloha č. 8 – Výkres – Separační zařízení – DP_00_GEL0027_02

Příloha č. 9 – Výkres – Rám zařízení – DP_01_GEL0027

Příloha č. 10 – Výkres – Hřídel – DP_02_GEL0027

Příloha č. 11 – Výkres – Ozubené kolo 1 – DP_03_GEL0027

Příloha č. 12 – Výkres – Ozubené kolo 2 – DP_04_GEL0027

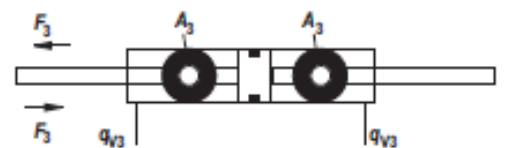
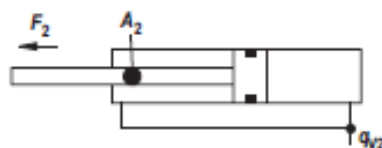
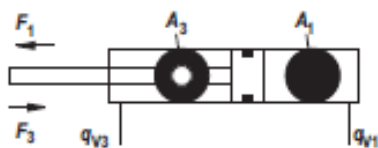
Příloha č. 13 – CD – Všechny nahrané dokumenty diplomové práce

Příloha č. 1 - Katalogový list hydraulického válce od firmy Bosch Rexroth

10/76 CDM1 / CGM1 / CSM1 | Hydraulic cylinder, mill type

Diameters, areas, forces, flow

Piston	Piston rod	Area ratio	Piston	Areas Rod	Ring	Force at 160 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length
ØAL mm	ØMM mm	ϕ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{V1} l/min	q_{V2} l/min	q_{V3} l/min	mm
25	14	1.46	4.91	1.54	3.37	7.85	2.44	5.37	2.9	0.9	2.0	600
	18	2.08		2.54	2.36		4.07	3.76		1.5	1.4	
32	18	1.46	8.04	2.54	5.50	12.80	4.07	8.78	4.8	1.5	3.3	800
	22	1.90		3.80	4.24		6.08	6.76		2.3	2.5	
40	22	1.43	12.56	3.80	8.76	20.00	6.08	14.03	7.5	2.3	5.2	1000
	28	1.96		6.16	6.41		9.82	10.24		3.7	3.8	
50	28	1.46	19.63	6.16	13.47	31.30	9.82	21.55	11.8	3.7	8.1	1200
	36	2.08		10.18	9.46		16.29	15.10		6.1	5.6	
63	36	1.48	31.17	10.18	20.99	49.80	16.29	33.56	18.7	6.1	12.6	1400
	45	2.04		15.90	15.27		25.40	24.41		9.5	9.2	
80	45	1.46	50.26	15.90	34.36	80.30	25.40	54.96	30.2	9.5	20.7	1700
	56	1.96		24.63	25.63		39.30	40.99		14.8	15.4	
100	56	1.46	78.54	24.63	53.91	125.00	39.30	86.22	47.1	14.8	32.3	2000
	70	1.96		38.48	40.06		61.50	64.04		23.1	24.0	
125	70	1.46	122.72	38.48	84.24	196.00	61.50	134.7	73.6	23.1	50.5	2300
	90	2.08		63.62	59.10		101.00	94.49		38.2	35.4	
160	90	1.46	201.06	63.62	137.44	321.00	101.00	219.8	120.6	38.2	82.4	2600
	110	1.90		95.06	106.00		151.00	169.5		57.0	63.6	
200	110	1.43	314.16	95.06	219.09	502.60	152.00	350.6	188.5	57.0	131.5	3000
	140	1.96		153.96	160.20		246.30	256.3		92.4	96.1	



¹⁾ Theoretical static cylinder force
(without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

Příloha č. 2 - Katalogový list hydraulické jednotky od firmy Bosch Rexroth

RE 51013 | ABSKG 7/32

Selection table basic power unit with tank size 60 (type ABSKG-60) kind of set-up V

Set-up pump power units with electric motors efficiency class IE2 or IE3 (according to IEC 60034-30)
at 50 Hz (HLP 46; 50 °C; 32 mm³/s)

Pump	Q _{V max} at 1450 min ⁻¹ in l/min	p _{max} in bar	Power P at 50 Hz in kW	Electric motor frame size	Material no. without heat exchanger	Weight in kg	Material no. with heat exchanger	Weight in kg
AZPF-004	5.8	130	1.5	90L	R901299073	59	R901299074	69
		250/265 (intermittent)	3	100L	R901299071	72	R901299072	81
AZPF-005	7.9	95	1.5	90	R901299080	59	R901299081	69
		190	3	100L	R901299075	73	R901299076	81
		250/270 (intermittent)	4	112M	R901299078	79	R901299079	88
AZPF-008	11.6	60	1.5	90L	R901299086	59	R901299087	69
		130	3	100L	R901299082	73	R901299083	81
		175	4	112M	R901337733	80	R901337734	88
		245	5.5	132S	R901299084	92	R901299085	104
GF2-011	16	90	3	100L	R901299088	74	R901299089	83
		130	4	112M	R901299090	81	R901299091	89
		180	5.5	132S	R901299095	96	R901299096	105
		210/240 (intermittent)	7.5	132M	R901407150	107	R901407163	116
GF2-016	23.2	85	4	112M	R901299098	81	R901299099	90
		120	5.5	132S	R901299109	97	R901299110	105
		165	7.5	132M	R901406078	108	R901407165	116
R4-3,15-500	5.1	290	3	100L	R901299111	76	R901299112	86
R46,3-500	8.4	315	5.5	132S	R901299113	101	R901299114	109
R48,0-500	11.5	315	7.5	132M	R901407168	114	R901407170	122

With higher noise requirements, we recommend using the following hydraulic pumps (upon request):

Pump size	Q _{V max} at 1450 min ⁻¹ in l/min	Material no.	Type	Comment
004	5.8	R918C03744	AZPS-11-004RCB20MB	Identical drive shaft, front cover, line connections as the pumps of type AZPF used in the basic power units
005	7.9	R918C03756	AZPS-11-005RCB20MB	
008	11.6	R918C03771	AZPS-11-008RCB20MB	
012	17.4	R918C03842	AZPJ-22-012RCB20MB	
016	23.2	R918C03846	AZPJ-22-016RCB20MB	

Příloha č. 3 – Katalogový list hydraulického motoru od firmy Bosch Rexroth

Axial piston fixed motor | **A2FM for explosive areas**
Technical data

7

Technical data

Size	NG		10	12	16	23	28	32	45	56
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	10.3	12	16	22.9	28.1	32	45.6	56.1
Speed maximum ¹⁾	Temperature class T3	n_{max}	rpm	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5000
	Temperature class T4	n_{max}	rpm	4000	4000	4000	3150	3150	3150	2500
Inlet flow ²⁾	$q_{v max}$	l/min	82	96	128	144	177	202	255	281
Torque ³⁾	at $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	57	67	89	128	157	178	254
	at $\Delta p = 400$ bar	T	Nm	66	76	102	146	179	204	290
Rotary stiffness	c_{min}	kNm/rad	0.92	1.25	1.59	2.56	2.93	3.12	4.18	5.94
Moment of inertia for rotary group	J_{TW}	kgm ²	0.0004	0.0004	0.0004	0.0012	0.0012	0.0012	0.0024	0.0042
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	5000	5000	5000	6500	6500	6500	14600	7500
Case volume	V	l	0.17	0.17	0.17	0.20	0.20	0.20	0.33	0.45
Weight approx.	m	kg	5.4	5.4	5.4	9.5	9.5	9.5	13.5	18

Size	NG		63	80	90	107	125	160	180
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	63	80.4	90	106.7	125	160.4	180
Speed maximum ¹⁾	Temperature class T3	n_{max}	rpm	5000	4500	4500	4000	4000	3600
	Temperature class T4	n_{max}	rpm	2500	2250	2250	2000	2000	1800
Inlet flow ²⁾	$q_{v max}$	l/min	315	362	405	427	500	577	648
Torque ³⁾	at $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	351	448	501	594	696	893
	at $\Delta p = 400$ bar	T	Nm	401	512	573	679	796	1021
Rotary stiffness	c_{min}	kNm/rad	6.25	8.73	9.14	11.2	11.9	17.4	18.2
Moment of inertia for rotary group	J_{TW}	kgm ²	0.0042	0.0072	0.0072	0.0116	0.0116	0.0220	0.0220
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	7500	6000	6000	4500	4500	3500	3500
Case volume	V	l	0.45	0.55	0.55	0.8	0.8	1.1	1.1
Weight approx.	m	kg	18	23	23	32	32	45	45

Determining the operating characteristics		
Inlet flow	$q_v = \frac{V_g \times n}{1000 \times \eta_v}$	[l/min]
Rotational speed	$n = \frac{q_v \times 1000 \times \eta_v}{V_g}$	[rpm]
Torque	$T = \frac{V_g \times \Delta p \times \eta_{hm}}{20 \times \pi}$	[Nm]
Power	$P = \frac{2 \pi \times T \times n}{60000} = \frac{q_v \times \Delta p \times \eta_t}{600}$	[kW]

Key

- V_g Displacement per revolution [cm³]
 Δp Differential pressure [bar]
 n Rotational speed [rpm]
 η_v Volumetric efficiency
 η_{hm} Hydraulic-mechanical efficiency
 η_t Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm}$)

- 1) The valid values (observing the maximum permissible flow):
 – for the optimum viscosity range from $\nu_{opt} = 36$ to 16 mm²/s
 – with hydraulic fluid on the basis of mineral oil

Note

- Theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded.
- Operation above the maximum values or below the minimum values may result in a loss of function, a reduced service life or in the destruction of the axial piston unit. Other permissible limit values, such as speed variation, reduced angular acceleration as a function of the frequency and the permissible angular acceleration at start (lower than the maximum angular acceleration) can be found in data sheet 90261.

- 2) Observe limitation of inlet flow due to counterbalance valve (see page 24).
 3) Torque without radial force, with radial force see page 8.

Příloha č. 4 - Mechanické vlastnosti elektrovodivé mědi

Chemické složení %		Cu	O ₂	Pb	Ag	celkem	Kromě chemického složení rozhoduje rezistivita	
		min.	99,9	—	—	—		—
		max.	—	0,06 ²⁾	0,05	jako Cu		0,10
Třída odpadu		311						
Barevné označení		modrá-žlutá						
Výrobek		plechy, pásy, pruhy						
Provedení		válcováno za studena						
Rozměrová norma		ČSN 42 8306						
Technické dodací předpisy		ČSN 42 1316						
Číselné označení materiálu		42 3001.11			42 3001.15			
Stav výrobku		měkký			měkký se zaručenou R_p 0,2			
Jakost		zaručená						
Rozměrové vymezení, tloušťka mm		do 10						
Mez kluzu R_p 0,2 MPa		(40 až 110)			40 až 110			
Pevnost v tahu R_m MPa		185 až 245						
Nejnižší tažnost %	při tloušťce mm	nad 0,20 do 0,45	nad 0,45 do 5,0	nad 5,0	nad 0,20 do 0,45	nad 0,45 do 5,0	nad 5,0	
	A_5	—	—	36	—	—	36	
	A_{10}	(27)	30	—	(27)	30	—	
Tvrdost podle Vickerse HV		(40 až 70)						
Číslo velikosti zrna G		min. 4						
Nejvyšší rezistivita $\rho \cdot 10^9 \Omega m$		17,70						

Příloha č. 5 – Označení a popis Hydraulické jednotky

Modulární standardní ABSKG jednotka

ABSKG-60AL9 / VGF2-016 / 132m / 1

▼ Popis

Základní jednotka

Typ	ABSKG	Modulární standardní jednotka typu ABSKG
napětí motoru	400	400V
frekvence motoru	50	50 Hz
jmenovité otáčky	1500	1500 rpm
konstrukce čerpadla	já	Vnitřní převodový čerpadlo
Jmenovitá světlost	16	Zdvihový objem 16 cm ³
čerpána tok	22.8	l / min
Pracovní tlak	160	Provozní tlak 160 bar
Max. tlakový ventil nastavený tlak	200	Max. tlakový ventil nastavený tlak 200 bar
výkon pohonu	7,50	7,50 kW
velikost kontejner	60	60 litrů
chladič olej-vzduch		Bez
varianta řízení	1	Řídicí jednotka tlaku v souladu s AB 42-15
Volby a příslušenství		
Ukazatel znečištění filtru	1	Vizuální
Spínač hladiny / teplota		Bez
Termostat		Bez
ruční pumpa		Bez
Ropa unikající PAN / stop		Bez
značení	1	Standardní: Bez
Zbarvení	0	Standard (kryt s galvanickým povlakem v souladu s DIN 50979)

Příloha č. 6 – Označení a popis Hydraulického válce pro pūlení statorového vinutí

Mill typ válec

CDM1MF3 / 63/45 / 500A2X / B11HHUMAW

Popis		
Režim provozu	CD	Jednoválec tyč
Rozsah	M1	Rozsah M1 ISO 6020/1
montážní typy	MF3	Kruhová příruba na konci hlavy
průměr díry	63	D = 63 mm
Průměr pístnice	45	d = 45 mm
zdvih	500	Zdvih = 500 mm
princip konstrukce	A	S přírubou hlavy a čepice
řada komponenta	2X	20 až 29 nezměněné montážní a připojovací rozměry
Port pro připojení / typy	B	BSP- trubkový závit - ISO 228/1 ISO 1179-1 EE = G 3/4 D4 = 42 (max. 0,5 mm hluboké)
Připojení Line / umístěny na hlavě	1	Top - pohledu na pístnici
Připojení Line / umístěn na základně	1	Top - pohledu na pístnici
Pístní tyč verze	H	Případ tvrzené a tvrdě chromovaná
Konec pístnice	H	Závit (VW standardní VW 39 D 920) KK = M27 x 2 A = 36 NV = 36
Koncové polohy odpružení	U	Bez
Seal verze	M	Standardní systém těsnění (vhodný pro minerální oleje DIN 51 524 HL, HLP)
Možnost 1	A	Spojky na obou stranách
varianta 2	W	bez doplňku

Poznámka :

Uvedené provozní tlaky jsou platné pro aplikace s provozem shockfree. V případě extrémních zatížení, jako je například rychlou jízdu na kole, montážní prvky a pístní tyč připojovací závit musí být navrženy pro únavy.